

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Návrh tepelného čerpadla voda-voda

Water to Water Heat Pump Design

Student:

Bc. Novotný Tomáš

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Novotný**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení  
Téma: **Návrh tepelného čerpadla voda - voda**  
**Water-to-Water Heat Pump Design**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekt systému vytápění a přípravy teplé vody v rodinném domě s využitím tepelného čerpadla voda-voda. Při návrhu vycházejte z konkrétních klimatických poměrů v dané lokalitě. Diplomová práce bude obsahovat:

1. Výpočet sezónní potřeby tepla pro vytápění a přípravu teplé vody.
2. Kapacitní a bilanční výpočty.
3. Konstruktivní návrh tepelného čerpadla.
4. Projekt rozvodů a zapojení do stávajícího systému.
5. Stanovení environmentálního přínosu projektu a ekonomické vyhodnocení.
6. Grafické práce: Sestava tepelného čerpadla. Schéma systému vytápění a přípravy teplé vody. Dispoziční uspořádání v rámci objektu

### Seznam doporučené odborné literatury:

NOVÝ, R. a kol. *Technika prostředí*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. 267 s. ISBN 80-01-03492-5.  
PETRÁK, J.; PETRÁK, M. *Tepelná čerpadla*. Praha: ČVUT Praha, 2004. 245 s. ISBN 80-01-03126-8.  
TURNER, W. C. *Energy Management Handbook*. 5. vydání. Lilburn: The Fairmont Press, Inc., 1997. 400 s. ISBN: 0-13-728098-X.  
MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. 2. vyd. New York: John Wiley & Sons Inc., 1992. 844 s. ISBN 0470030372.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.  
vedoucí katedry

  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne.....19.5.2018.....

.....Novotný

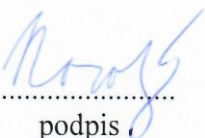
Novotný Tomáš

### **Prohlášení o využití výsledků diplomové práce**

Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že moje diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- Bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladu, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 19. května 2018

  
.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Tomáš Novotný

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Družstevní 429,747 66 Dolní Lhota

## **Poděkování**

Úvodem bych chtěl poděkovat své rodině, která mi umožnila studovat a stála při mě v průběhu celého studia. Dále bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Mojžíru Vrtkovi, PhD. za jeho ochotu a cenné rady při psaní diplomové práce.

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

NOVOTNÝ, T. Návrh tepelného čerpadla voda-voda: diplomová práce. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2018, 84 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem a zapojením tepelného čerpadla voda-voda pro rodinný dům. V úvodu se věnuji historickému vývoji tepelných čerpadel a chladiv. Dále se dostávám k jejich principu a možnostem zdrojů nízkopotenciálního tepla, které úzce souvisí s volbou bivalentního bodu. Následující kapitola se zabývá výpočtem tepelných ztrát domu, stanovením celkové potřeby tepla a potřebného tepelného výkonu. Výpočtová část se zaměřuje na výpočet tepelného oběhu čerpadla, návrhem a dimenzováním hlavních komponentů. V předposlední části se dostávám k napojení na stávající otopnou síť, finančnímu a environmentálnímu zhodnocení. Jako poslední jsem spočetl celkový roční topný faktor a také dílčí pro vytápění a přípravu teplé užitkové vody.

## **ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS**

NOVOTNÝ, T. Water to water heat pump design: Diploma thesis. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical engineering, Department of Energy, 2018, 84 s. Supervisor: doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.

The diploma thesis deals with the design and connection of a water-water heat pump for a family house. In the introduction, I deal with the historical development of heat pumps and refrigerants. I also come to their principle and possibilities of sources of low-potential heat, which are closely related to the choice of the bivalent point. The following chapter deals with calculating the heat losses of the house, determining the total heat demand and the required heat output. The computational part focuses on calculating the pump's heat circulation, designing and dimensioning the main components. In the last part I get to connect to the existing heating network, financial and environmental evaluation. As a last thing, I calculated the yearly total heating factor and also part for heating and preparation of domestic hot water.

## Obsah

<b>1. ÚVOD.....</b>	<b>15</b>
<b>2. HISTORICKÝ VÝVOJ TEPELNÝCH ČERPADEL A CHLADIV.....</b>	<b>16</b>
<b>3. TEPELNÁ ČERPADLA.....</b>	<b>18</b>
3.1 PRINCIP TEPELNÉHO ČERPADLA.....	18
3.2 ZDROJ TEPLA VODA-VODA.....	19
3.2.1 Zdroj tepla podzemní voda.....	19
3.2.2 Zdroj tepla tekoucí, nebo stojatá voda.....	20
<b>4. STANOVENÍ BIVALENTNÍHO PROVOZU.....</b>	<b>21</b>
4.1 MONOVALENTNÍ PROVOZ.....	21
4.2 ALTERNATIVNĚ - BIVALENTNÍ PROVOZ.....	21
4.3 PARALELNĚ - BIVALENTNÍ PROVOZ.....	21
4.4 ČÁSTEČNĚ PARALELNÍ BIVALENTNÍ PROVOZ.....	21
<b>5. POPIS RODINNÉHO DOMU.....</b>	<b>22</b>
<b>6. TEORIE VÝPOČTU TEPELNÝCH ZTRÁT.....</b>	<b>23</b>
6.1 CELKOVÁ TEPELNÁ ZTRÁTA.....	23
6.2 TEPELNÁ ZTRÁTA PROSTUPEM TEPLA.....	23
6.3 TEPELNÁ ZTRÁTA VĚTRÁNÍM.....	25
<b>7. SOUPIS MATERIÁLU A MÍSTNOSTÍ DOMU.....</b>	<b>27</b>
<b>8. VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT DOMU.....</b>	<b>29</b>
8.1 TEPELNÁ ZTRÁTA PROSTUPEM TEPLA OBVODOVÝMI ZDMI.....	29
8.2 TEPELNÁ ZTRÁTA PROSTUPEM TEPLA ZKOSENOU ČÁSTÍ STROPU.....	30
8.3 TEPELNÁ ZTRÁTA PROSTUPEM TEPLA STROPEM.....	31
8.4 TEPELNÁ ZTRÁTA PROSTUPEM TEPLA PODLAHOU.....	32
8.5 TEPELNÁ ZTRÁTA PROSTUPEM TEPLA PŘES OKNA A DVEŘE.....	33
8.6 TEPELNÁ ZTRÁTA VĚTRÁNÍM.....	34
8.7 CELKOVÁ TEPELNÁ ZTRÁTA.....	35
<b>9. VÝPOČET TEPLA PRO PŘÍPRAVU TUV.....</b>	<b>36</b>
<b>10. VÝPOČET POTŘEBY TEPLA PRO VYTÁPĚNÍ.....</b>	<b>37</b>
<b>11. CELKOVÁ SPOTŘEBA TEPLA PRO VYTÁPĚNÍ A PŘÍPRAVU TUV.....</b>	<b>39</b>
<b>12. NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA.....</b>	<b>39</b>
12.1 VOLBA CHLADIVA.....	39
12.2 VÝPOČET OBĚHU TEPELNÉHO ČERPADLA.....	40
12.3 VÝPOČET PRŮMĚRU POTRUBÍ.....	43
12.3.1 Volba rychlosti proudění v potrubí.....	45
<b>13. VOLBA KOMPONENTŮ PRO TEPELNÉ ČERPADLO.....</b>	<b>47</b>
13.1 MĚDĚNÉ TRUBKY.....	47
13.2 TERMOSTATICKÝ EXPANZNÍ VENTIL - TEV.....	48
13.3 PRESOSTAT.....	49
13.4 FILTRDEHYDRÁTOR.....	50
13.5 PRŮHLEDÍTKO.....	51
13.6 SBĚRAČ KAPALNÉHO CHLADIVA.....	52
13.7 KOMPRESOR.....	53

13.8 VÝPARNÍK .....	55
13.9 KONDENZÁTOR .....	56
<b>14. ZAPOJENÍ TEPELNÉHO ČERPADLA DO STÁVAJÍCÍHO SYSTÉMU.....</b>	<b>57</b>
14.1 VYHLOUBENÉ STUDNY .....	57
<b>15. NÁVRH HLAVNÍHO PŘÍSLUŠENSTVÍ SYSTÉMU .....</b>	<b>58</b>
15.1 AKUMULAČNÍ ZÁSOBNÍK .....	58
15.2 ZÁSOBNÍK TUV .....	59
15.3 OBĚHOVÉ ČERPADLO .....	59
15.4 PONORNÉ ČERPADLO.....	61
15.5 SBĚRAČ A ROZVADĚČ TOPNÉHO OKRUHU .....	62
15.6 ZÁLOŽNÍ TOPNÉ TĚLESO.....	62
15.7 EXPANZNÍ NÁDOBA .....	63
<b>16. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ .....</b>	<b>63</b>
16.1 INVESTIČNÍ NÁKLADY .....	63
16.2 PROVOZNÍ NÁKLADY .....	65
16.2.1 Roční náklady na provoz plynového kotle .....	65
16.2.1 Roční provozní náklady na tepelné čerpadlo .....	66
16.3 ROČNÍ ÚSPORA .....	66
16.4 DOBA NÁVRATNOSTI.....	67
16.5 USPOŘENÉ NÁKLADY .....	67
<b>17. ENVIRONMENTÁLNÍ ZHODNOCENÍ .....</b>	<b>67</b>
<b>18. MODELOVÝ VÝPOČET TEPELNÉHO ČERPADLA .....</b>	<b>69</b>
18.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY PRO VÝPOČET TEPELNÉHO ČERPADLA.....	69
18.2 METEOROLOGICKÁ DATA .....	69
18.3 ZÁKLADNÍ PŘÍKLADY VÝPOČTŮ.....	70
<b>19. VÝPOČET CHLADÍCÍHO FAKTORU .....</b>	<b>72</b>
<b>20. VÝPOČET TOPNÉHO FAKTORU PRO TUV= 55°C.....</b>	<b>73</b>
<b>21. VÝPOČET CELOROČNÍHO TOPNÉHO FAKTORU .....</b>	<b>74</b>
21.1 VÝPOČET CELOROČNÍHO TOPNÉHO FAKTORU PRO VYTÁPĚNÍ .....	74
21.2 VÝPOČET CELOROČNÍHO TOPNÉHO FAKTORU PRO OHŘEV TUV .....	74
<b>22. ZÁVĚR.....</b>	<b>75</b>
<b>23. POUŽITÁ LITERATURA.....</b>	<b>77</b>
<b>24. SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>78</b>
<b>25. SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE .....</b>	<b>78</b>



## Seznam použitého označení

Symbol	Veličina	Jednotka
$\eta_r$	možnosti regulace soustavy	[-]
$e_i$	nesoučasnost tepelné ztráty infiltrací a prostupem tepla	[-]
$e_t$	snížení teploty v místnosti během dne či noci	[-]
$\eta_o$	účinnost rozvodu	[-]
$e_d$	ztráta doby vytápění u objektu s přestávkami v provozu	[-]
$a_{ie}$	izoentropická měrná práce	[kJ/kg]
B	charakteristické číslo budovy	[Pa <sup>-0,67</sup> ]
COP <sub>SK</sub>	účinnost jednotky tepelného čerpadla	[-]
C <sub>p</sub>	měrná tepelná kapacita	[J/kg.K]
CRN <sub>PK</sub>	celkové roční náklady na plynový kotel	[Kč]
CRN <sub>TČ</sub>	celkové roční náklady na tepelné čerpadlo	[Kč]
d	vnitřní průměr potrubí	[mm]
DN	doba návratnosti	[rok]
DŽ	doba životnosti	[rok]
E	emise	[kg/rok]
h	konstrukční výška patra	[m]
$h_{1,2,3,4}$	entalpie	[kJ/kg]
$h_o$	výška otvoru	[m]
I <sub>LV</sub>	součinitel spárové průvzdušnosti	[m <sup>3</sup> /m.s.Pa <sup>-0,67</sup> ]
IN <sub>TČ</sub>	investiční náklady na pořízení tepelného čerpadla	[Kč]
$k_c$	součinitel prostupu tepla	[W/m <sup>2</sup> .K]

$L$	délka spár venkovních a otevíratelných částí oken	[m]
$l$	tloušťka vrstvy	[m]
$l_o$	délka otvoru	[m]
$l_s$	vnitřní délka stěny	[m]
$m$	hmotnostní průtok chladiva	[kg/s]
$M$	charakteristické číslo místnosti	[-]
$m_{ch}$	hmotnostní průtok chladiva	[kg/s]
$m_v$	průtok vody v primárním okruhu	[m <sup>3</sup> /h]
$n$	kontrola intenzity výměny vzduchu infiltrací	[h <sup>-1</sup> ]
$P_0$	vypařovací tlak	[kPa]
$P_1$	přirážka na vyrovnání vlivu chladné konstrukce	[-]
$P_{ie}$	izoentropický příkon	[W]
$P_{in}$	požadovaný výkon zdroje	[kW]
$P_k$	kondenzační tlak	[kPa]
$P_{PK}$	spotřeba zemního plynu	[m <sup>3</sup> ]
$P_{TČ}$	spotřeba elektrické energie tepelným čerpadlem	[GJ]
$P_{TUV}$	příkon pro ohřev TUV	[W]
$Q$	potřeba energie	[W]
$Q_c$	celková tepelná ztráta	[W]
$Q_{el,k}$	potřeba elektrické energie kompresoru	[W]
$Q_{el,TUV}$	potřebná elektrická energie pro ohřev TUV	[W]
$Q_{ch}$	chladicí výkon	[kW]
$q_k$	hmotnostní topivost	[kJ/kg]

$q_o$	hmotnostní chladivost	[kJ/kg]
$Q_o$	tepelná ztráta prostupem tepla	[W]
$Q_t$	topný výkon	[kW]
$Q_t$	topný výkon	[kW]
$Q_{TUV}$	potřebné teplo pro ohřev TUV	[W]
$Q_v$	potřebné teplo pro vytápění	[W]
$Q_v$	tepelná ztráta větráním	[W]
$Q_z$	tepelný trvalý zisk	[W]
$RU$	roční úspora	[Kč]
$S_j$	plocha konstrukce	[m <sup>2</sup> ]
$S_o, S_d$	plocha otvorů stěny	[m <sup>2</sup> ]
$S_s$	plocha stěny	[m <sup>2</sup> ]
$T_{1,2,3,4}$	teploty tepelného oběhu	[°C]
$T_{den}$	doba chodu tepelného čerpadla	[hod]
$t_e$	vnější výpočtová teplota či teplota vedlejší místnosti	[°C]
$t_i$	vnitřní výpočtová teplota	[°C]
$T_{IN}$	průměrná vnitřní výpočtová teplota	[°C]
$T_k$	kondenzační teplota	[°C]
$T_{otop}$	teplota otopné vody	[°C]
$T_{OUT}$	venkovní výpočtová teplota	[°C]
$t_{s1}$	teplota vody ze studny	[°C]
$T_{SV}$	teplota vstupní vody do vodovodu	[°C]
$T_{TUV}$	teplota teplé užitkové vody	[°C]

$T_{TUV}$	teplota teplé užitkové vody	[°C]
$T_v$	vypařovací teplota	[°C]
$t_{vl}$	teplota výstupní vody z výparníku	[°C]
$t_{vzd}$	teplota venkovního vzduchu	[°C]
$T_{VZD}$	teplota venkovního vzduchu	[°C]
UN	uspořené náklady	[Kč]
$V_{ch}$	objem chladiva pro 1kg	[m <sup>3</sup> /kg]
$V_m$	objem místnosti	[m <sup>3</sup> ]
$V_{o\check{c}}$	objemový průtok oběhového čerpadla	[m <sup>3</sup> /h]
$V_{op}$	objemový průtok chladiva	[m <sup>3</sup> /h]
$V_{tuv}$	objem zásobníku teplé užitkové vody	[m <sup>3</sup> ]
$V_v$	objemový tok větracího vzduchu	[m <sup>3</sup> /s]
w	rychlost proudění v potrubí	[m/s]
$\alpha_e$	součinitel přestupu tepla exteriéru	[W/m <sup>2</sup> .K]
$\alpha_i$	součinitel přestupu tepla interiéru	[W/m <sup>2</sup> .K]
$\Delta t$	teplotní spád	[°C]
$\varepsilon_o$	opravný součinitel	[-]
$\varepsilon_t$	topný faktor	[-]
$\varepsilon_{t,celk}$	celoroční topný faktor	[-]
$\varepsilon_{t,celk,TUV}$	celoroční topný faktor pro TUV	[-]
$\varepsilon_{t,celk,V}$	celoroční topný faktor pro vytápění	[-]
$\varepsilon_{t55}$	topný faktor TUV=55°C	[°C]
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti	[W/m.K]

$\rho_{1,2,3}$	hustoty chladiva	$[\text{kg/m}^3]$
$\sigma$	kompresní poměr	$[-]$
$\tau$	časová jednotka	$[\text{s}]$

## **Seznam použitých zkratek**

TČ	Tepelné čerpadlo
TEV	Termostatický expanzní ventil
TUV	Teplá užitková voda
TZL	Tuhé znečišťující látky

## 1. Úvod

V dnešní době, se stále častěji setkáváme s pravidelným zvyšováním cen energií, které přímo souvisejí s vyčerpateľností neobnovitelných zdrojů. Proto se stále více a více lidí snaží najít ekologické a finančně úsporné řešení ve formě obnovitelných zdrojů. Tyto zdroje charakterizuje vysoká počáteční investice, která se vrátí až v průběhu let. V této souvislosti můžeme mluvit o tepelném čerpadlu, které pracuje na principu využití nízkopotenciálního tepla z geotermálních zdrojů. Tuto energii přečerpává na vyšší úroveň, která se využívá pro vytápění rodinných domů a ohřev teplé užitkové vody. Tyto výdaje bývají v domácnostech zpravidla nejvyšší a proto se je snažíme redukovat.

O instalaci tepelného čerpadla můžeme uvažovat, když jsou teplotní parametry nosné látky malé. Nejlepším řešením je poté napojit tepelné čerpadlo na podlahové vytápění. Musíme si však uvědomit, že pořizovací náklady nejsou zanedbatelné a finanční návratnost, potažmo zisk, přijde až v průběhu let.

Z environmentálního hlediska si pod pojmem tepelné čerpadlo každý představí vytápění, které šetří přírodu i finance. Je třeba si však uvědomit, že TČ pracuje na el. energii, která je v České Republice vyráběna převážně z neobnovitelných zdrojů, především tedy z uhlí. Při nesprávném navržení a zapojení nemusí nastat ani finanční úspora.

## 2. Historický vývoj tepelných čerpadel a chladiv

O základech tepelných čerpadel můžeme mluvit již v 19. století. *"Lord Kelvin předpověděl jejich příchod ve své druhé větě termodynamické."* Pokud tedy teplo nemůže samo přejít z teplejšího tělesa na studenější, musíme mu pomoci a to například pomocí tepelného čerpadla. Tento problém začal řešit až ve 20. století Robert Weber, který při svých pokusech zjistil, že kondenzátor mrazícího přístroje se značně zahřívá. První tepelné čerpadlo pak bylo uvedeno do provozu v roce 1924 ve Švýcarsku a jako chladivo využívalo oxid uhličitý.

V Evropě se tepelná čerpadla začala rozšiřovat po roce 1980 a to především ve Francii, Německu a Rakousku. Prudký nárůst instalací však brzy vystřídal prudký pokles a to zejména kvůli nesplnění očekávání jejich majitelů. Tepelné čerpadla byla často poruchová a nedala se napojit na původní otopný systém, na což při instalaci nebyl brán zřetel. K opětovnému nárůstu došlo až po roce 1995.

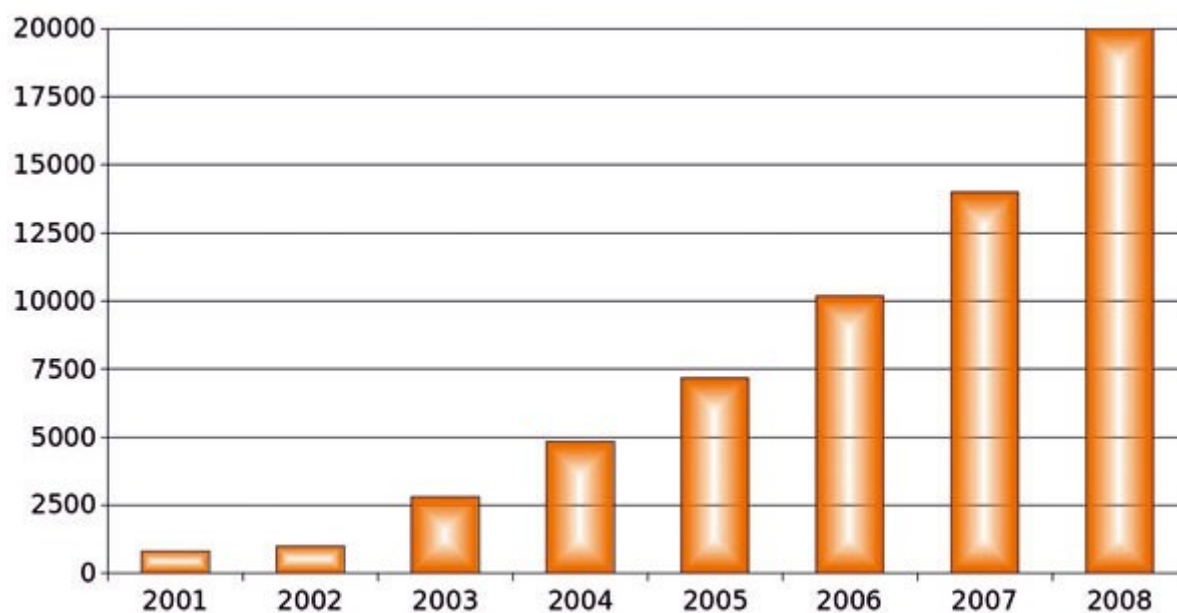
V České republice bylo do roku 1990 nainstalováno jen pár, zejména propagačních kusů. Rozvoj začal až po tomto roce, kdy byly tepelná čerpadla importovány zejména ze zemí, kde již s nimi měli dlouhodobější zkušenosti a to především z Německa, Rakouska či Švédska. Tuzemští výrobci začali s výrobou až po roce 2000 a tento rok je tedy označován jako rok 0. Důvodů, proč tomu tak bylo, je hned několik. Přestože TČ ušetří 50-70% energií, tak při velmi nízké ceně paliv, nebyla finanční úspora velká. Zřetel musíme také klást na vysoké pořizovací náklady a technickou nedokonalost. Návratnost před rokem 0 se pohybovala až okolo 20 let, po roce nula už mluvíme o 10 letech. Navíc se stále více a více přihlíží na emisně nezatěžující vytápění.

Jako první chladiva byla používána voda, metylchlorid, oxid uhličitý, oxid siřičitý, dietyléter, metyléter a další. Čpavek se v absorpčních zařízeních začal používat až po roce 1859. V domácnostech se chladicí technika začala používat až počátkem dvacátých let 20. stol a to především s chladivem čpavkem či kyslíčnickem siřičitým. K většímu rozšíření došlo až po roce 1932, kdy se poprvé začalo využívat chladivo ze skupiny CFC, dichlordifluormetan s obchodním názvem Freon R12. Tato chladiva se označovala písmeny R (např. R11, R13, R14). O tři roky později nastal průlom vynalezením chladiv ze skupiny HCFC, chloridfluormetan R22 a R502. Tyto chladiva zažehla velký rozmach a byla hojně využívána, o jejich negativním dopadu na ozónovou vrstvu, potažmo životní prostředí se nevědělo. Až na počátku osmdesátých let 20. století se tento vliv prokázal a od jejich používání bylo upuštěno.



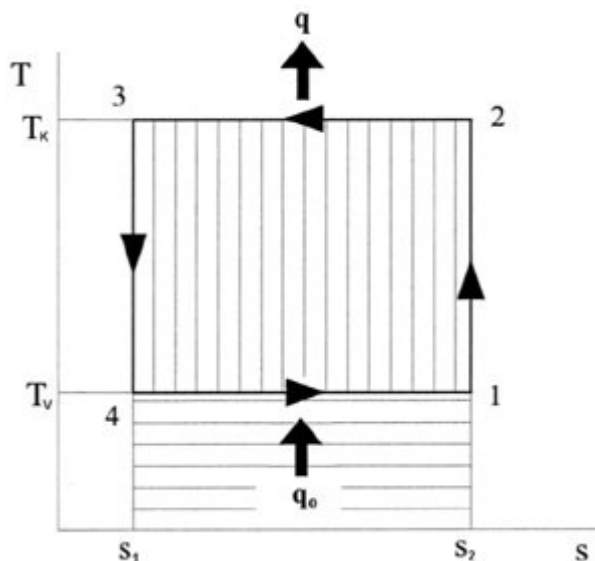
V dnešní době patří mezi nejpoužívanější chladiva R134A a směsi R407C a R410A. Rovněž nastal rozmach ekologických chladiv jako voda, čpavek, CO<sub>2</sub> a uhlovodíky (např. butan či propan). [7] [12]

Graf 1. Vývoj počtu instalací tepelných čerpadel v ČR v minulých letech



### 3. Tepelná čerpadla

Pod tímto pojmem si obecně představíme energetické zařízení, které využívá nízkopotenciálního tepla k získání tepelné energie. Tuto energii nevyrábí, pouze ji přečerpává na vyšší úroveň. Tento princip vychází z termodynamických zákonů. V roce 1824 byl francouzským fyzikem Carnotem popsán termodynamický cyklus tzv. Carnotův cyklus. Na tomto cyklu je vidět vstupující a vystupující teplo.



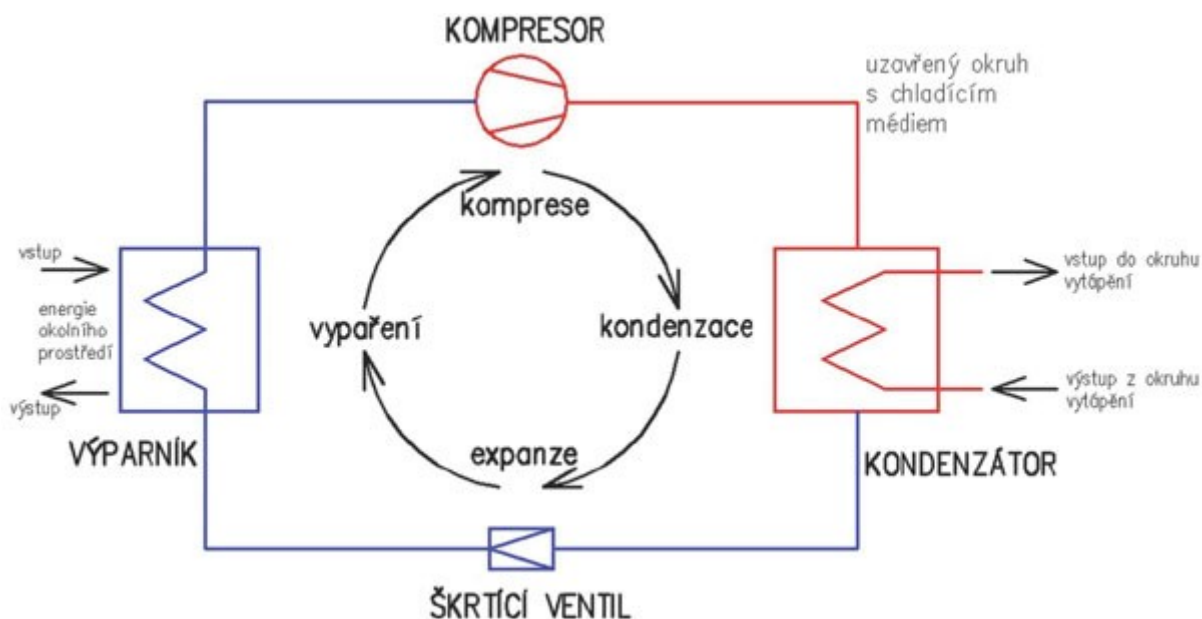
Obr. 1 Levotočivý Carnotův oběh v  $t$ - $s$  diagramu

#### 3.1 Princip tepelného čerpadla

Princip tepelného čerpadla lze zjednodušeně popsat jako chladicí stroj, pracující na obráceném principu než-li "lednička". Transformuje nízkopotenciální energii na vyšší řád, kterou poté dodává. Ke svému provozu potřebuje určité množství energie, většinou elektrické. Tepelná čerpadla jsou založena převážně na principu pracujícím s kompresorem, či absorpčním.

Vstupní, primární strana tepelného čerpadla musí být vždy opatřena výměníkem tepla tzv. výparník. Do něj se pomocí vhodného teplotonosného média (voda, vzduch a nemrzoucí směs) přivádí nízkopotenciální teplo z venkovního prostředí a do jeho druhé poloviny se tryskou termostatického expanzního ventilu TEV, se pod velkým tlakem vstříkuje kapalné chladivo. Tlak ve výparníku za TEV je výrazně nižší, a proto se chladivo rychle odpařuje. Díky tomu se celý výparník ochlazuje na teplotu nižší, nežli je teplota v odebíraném prostředí. Teplo tedy přechází ze "studené" stěny na podchlazený plyn a tento stále ještě studený plyn je

nasávám kompresorem. V kompresoru dochází k prudkému ohřevu a to díky kompresi, ztrátové tepelné energii pohonu kompresoru a třecímu teplu z ploch pohyblivých částí. Tento stlačený plyn po výstupu z kompresoru má vyšší teplotu, než-li voda v topném systému a je přiváděn do sekundárního výměníku tzv. Kondenzátor, zde horký plyn předá energii topné vodě a zkapalní. Kapalina je zpětně vedena do expanzního ventilu. Následně se celý cyklus opakuje. [3] [9] [12]



**Obr. 2 Princip tepelného čerpadla**

## 3.2 Zdroj tepla voda-voda

### 3.2.1 Zdroj tepla podzemní voda

Tento zdroj čerpání má nejvyšší topný faktor, ale vhodné lokality pro jeho instalaci můžeme najít jen zřídka. Pokud to geologická dispozice a vydatnost pramene dovolí, jsou studny nejlepším zdrojem. Podzemní vody mívají stabilní teplotu 8 až 10°C, pro geotermální vody to je i nad 30°C a jsou proto nejlepším přírodním zdrojem energie. Topný faktor se zde pohybuje v rozmezí  $\varepsilon_t = (4-5)$  s předpokládaným ochlazením vody o (3-5) °C. U tohoto typu je zapotřebí dvou studen, jedna je zdrojová a ta druhá vsakovací. Vzdálenost mezi studnami by se měla pohybovat v rozmezí (8 až 10)m a tok podzemní vody by měl směřovat od studny, ze které se voda čerpá. Tento pohyb časem může způsobit zanášení studny tekoucími písky. Pro běžný rodinný dům je zapotřebí vydatnost pramene 0,5 l/s (40 000 litrů za den). Podzemní voda musí proudit a odebírat teplo z okolí. Pokud by byl nepoměr mezi odběrem TČ a přestupem tepla z okolí, došlo by k zamrznutí vody. Na podzemní vodu jsou kladeny nároky

ohledně její čistoty a chemického složení. Je zapotřebí provést čerpací zkoušku a ta se provádí pomocí čerpání vody v průběhu až jednoho měsíce. Potřebný průtok vody se nastaví kohoutkem, tak aby odpovídal požadavkům TČ. Vybudování studny není levná záležitost a pohybuje se mezi (1.500-3.000)Kč za běžný metr vrtání. Pro vybudování studny pro TČ je zapotřebí povolení stavebního úřadu a pro jeho spuštění souhlas příslušného referenta životního prostředí. [4] [12]

### **3.2.2 Zdroj tepla tekoucí, nebo stojatá voda**

**Přímý odběr tekoucí vody z potoků, řek a rybníků.** Teplota vody se v průběhu roku mění a v zimě se může dostat až pod  $+4^{\circ}\text{C}$ . To může mít za následek zamrznání výměníku. Ochlazení může být jen velice malé a proto je zapotřebí vyšší průtok. Oběh vody musí být zajištěn vhodným čerpadlem. Pro vyšší průtok je zapotřebí výkonnější čerpadlo. Musíme si uvědomit, že tlakové ztráty potrubí a výměníku rostou rychleji, než-li průtok. Vyšší výkon čerpadla rovněž způsobuje pokles průměrného  $\varepsilon_t$  a více nečistot. [12]

**Nepřímý odběr tepla z tekoucí vody pomocí kolektorů.** Uzavřený primární okruh s nemrznoucí směsí není závislý na čistotě tekoucí vody a pro čerpání solanky stačí oběhové čerpadlo s malým výkonem. Problémy se zamrznáním vody ve výparníku v tomto případě nemůže nastat. Kolektory se s povolením správce položí na dno toku. Ve výměníku je zapotřebí nemrznoucí směs, která je ekologická a zdravotně nezávadná. Pokud teplota klesne pod  $+4^{\circ}\text{C}$ , může se ve výměníku začít tvořit led. Řešením je delší výměník. Plastové výměníky se zhotovují z tvrdých polyetylenových hadic s průměry (20-30)mm a tloušťkou stěny 3mm. Pro měděné výměníky se používají trubky s průměrem okolo 16mm a tloušťkou stěny 1mm. Okruhy se zapojují paralelně, aby se zmenšila tlaková ztráta. [12]

**Nepřímý odběr tepla ze stojaté vody.** Při uložení výměníku na dno rybníka, či jiného místa se stojatou vodou, je využitelný výkon přibližně  $(1,5-8) \text{ W/m}^2$  vodní plochy. Pokud by byla hloubka malá a odběr tepla vysoký, může docházet k namrznání kolektorů a snížení účinnosti. Řešením je rovněž zvětšení plochy kolektoru. Tento způsob není příliš častý, jsou kladeny vysoké nároky na ekologii. [12]

## **4. Stanovení bivalentního provozu**

Při volbě otopné soustavy je třeba si uvědomit, zda bude TČ pokrývat celou potřebu tepla či jen poměrnou část, v tom případě je zapotřebí zajistit dodatečný zdroj (např. plynový kotel). [11]

### **4.1 Monovalentní provoz**

Při tomto druhu provozu je tepelné čerpadlo navrženo pro celou spotřebu tepla vytápěním a pro ohřev TUV. Pracuje po dobu celé topné sezóny. Použití je u nízkoteplotního vytápění pro topnou vodu do 60°C. Přidává se 50% výkonu, oproti bivalentnímu provozu, aby byla zajištěna dodávka tepla i při nejnižších teplotách.

### **4.2 Alternativně - bivalentní provoz**

Pro tento druh provozu tepelné čerpadlo pokrývá celou potřebu tepla až do předem stanovené teploty. Pokud tato teplota poklesne, tepelné čerpadlo se vypne a místo něj se zapne jiný tepelný zdroj (např. plynový kotel). Tento způsob je schopen pracovat u všech vytápěcích systémů s topnou vodou do 90°C.

### **4.3 Paralelně - bivalentní provoz**

Podobně jako u alternativně - bivalentního provozu pracuje tepelné čerpadlo do určité teploty. Pokud teplota klesne, spouští se další tepelný zdroj. Podíl tepelného čerpadla je větší, než-li u sekundárního zdroje. Tento způsob se využívá především pro podlahové vytápění a radiátorové vytápění s teplotou topné vody do 60°C.

### **4.4 Částečně paralelní bivalentní provoz**

Pouze určitá doba topné sezóny je zajištěna tepelným čerpadlem. Při nízkých teplotách se spouští sekundární zdroj (např. plynový kotel), který při dalším snižování teplot převezme celou potřebu tepla. Tento způsob se využívá pro teploty topné vody do 60°C.

## **5. Popis rodinného domu**

Rodinný dům, pro který jsem navrhoval tepelné čerpadlo, se nachází v obci Dolní Lhota. Je to malá vesnice nedaleko Ostravy Poruby. Postaven byl v roce 2007. Projekt je od firmy RD styl a má technické označení IDEAL PLUS-OZ. Dům má dvě podlaží a neobydlenou půdu. Není podsklepen. Na severní straně se nachází dvojgaráž rovněž s půdou. Obytná plocha činí 150 m<sup>2</sup>. Dům je postaven z pálených cihel. Obvodové zdi z Porotherm 40 p+d tloušťky 400 mm. Komplexní výpis materiálů celé stavby nalezneme v tabulce č. 1. Dům má jednu bytovou jednotku. V přízemí se nachází předsíň, technická místnost, koupelna, pracovna, obývací pokoj a kuchyň s arkýřem, ve kterém se nachází jídelní kout. V prvním patře se nachází dva dětské pokoje, ložnice, šatna a koupelna. Bližší rozměrové údaje nalezneme v tabulce č. 2. [14]

## 6. Teorie výpočtu tepelných ztrát

### 6.1 Celková tepelná ztráta

Označení celkové tepelné ztráty je  $Q_c$  a udává se ve W. Vypočte se součtem všech tepelných ztrát prostupem tepla konstrukcemi a tepelných ztrát větráním. Je snížena o trvalé tepelné zisky. [1]

$$Q_c = Q_o + Q_v - Q_z \text{ [W]} \quad (1)$$

kde:

$Q_o$  je tepelná ztráta prostupem tepla [W]

$Q_v$  tepelná ztráta větráním [W]

$Q_z$  tepelný trvalý zisk [W]

### 6.2 Tepelná ztráta prostupem tepla

Označení tepelné ztráty prostupem tepla je  $Q_o$  a udává se ve W. Vypočítá se součtem tepelných toků prostupem tepla v ustáleném tepelném stavu jednotlivými konstrukcemi, ohraničujícími vytápěnou místnost, nebo místnost sousední s nižší teplotou. [1]

$$Q_o = \sum_{j=1}^{j=n} k_c \cdot S \cdot (t_i - t_e) \text{ [W]} \quad (2)$$

kde:

$S$  je plocha konstrukce [m<sup>2</sup>]

$k_j$  součinitel prostupu tepla [W/m<sup>2</sup>.K]

$t_i$  vnitřní teplota v místnosti [°C]

$t_e$  teplota v sousední místnosti, nebo teplota venkovního prostředí [°C]

### **Průměrný součinitel prostupu tepla všech konstrukcí $k_c$**

$$k_c = \frac{Q_o}{\sum S \cdot (t_i - t_e)} \left[ \text{W/m}^2 \cdot \text{K} \right] \quad (3)$$

kde :

$\sum S$  je celková plocha konstrukcí ohraničujících místnost  $[\text{m}^2]$

$t_i$  výpočtová vnitřní teplota  $[\text{°C}]$

$t_e$  výpočtová venkovní teplota  $[\text{°C}]$

### **Přirážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí**

$$p_l = 0,15 \cdot k_c$$

### **Výpočet součinitel prostupu tepla $k$ dle ČSN 06 0210**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_2}{\lambda_2} + \frac{l_3}{\lambda_3} + \frac{l_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_e}} \left[ \text{W/m}^2 \cdot \text{K} \right] \quad (4)$$

kde:

$l$  tloušťka jednotlivých vrstev  $[\text{m}]$

$\lambda$  součinitel tepelné vodivosti  $[\text{W/m} \cdot \text{K}]$

$\alpha_i$  součinitel přestupu tepla interiéru  $[\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$

$\alpha_e$  součinitel přestupu tepla exteriéru  $[\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$

### **Celková tepelná ztráta prostupem tepla $Q_o$**

$$Q_o = \sum Q_{o,n} + \dots + Q_{o,n+1} \left[ \text{W} \right] \quad (5)$$



### 6.3 Tepelná ztráta větráním

Označení tepelné ztráty větráním je  $Q_v$  a udává se ve W. [1]

$$Q_v = 1300 \cdot V_v \cdot (t_i - t_e) [\text{W}] \quad (6)$$

kde:

$V_v$	je objemový tok větracího vzduchu	$[\text{m}^3/\text{s}]$
$t_i$	vnitřní výpočtová teplota	$[\text{°C}]$
$t_e$	venkovní výpočtová teplota	$[\text{°C}]$

Z hygienických důvodů je zapotřebí, aby objemový tok větracího vzduchu prostoru  $V_v$ , odpovídal požadavkům na výměnu vzduchu  $n_h [\text{h}^{-1}]$

#### **Objemový tok větracího vzduchu při přirozené infiltraci**

$$V_v = \sum (i_{LV} \cdot L) \cdot B \cdot M [\text{m}^3/\text{s}] \quad (7)$$

kde:

$i_{LV}$	součinitel spárové průvzdušnosti	$[\text{m}^3/\text{m.s.Pa}^{-0,67}]$
$L$	délka spár otvíratelných a venkovních částí oken	$[\text{m}]$
$B$	charakteristické číslo budovy	$[\text{Pa}^{-0,67}]$
$M$	charakteristické číslo místnosti	$[-]$

Celkovou délku spár uvažujeme, jako součet spár mezi jednotlivými křídly a rámem (zahrnuje i střední sloupek). Dle literatury určíme charakteristické číslo budovy, místnosti a hodnoty součinitele spárových průvzdušností oken a venkovních dveří. [1]

### **Kontrola intenzity výměny vzduchu infiltrací**

$$n = \frac{3600 \cdot \sum (i_{LV} \cdot L) \cdot B \cdot M}{V_m} [h^{-1}] \quad (8)$$

Z hygienického hlediska musí být minimální intenzita výměny vzduchu infiltrací 0,5 h<sup>-1</sup>.

### **Objemový tok větracího vzduchu**

$$V_v = \frac{n}{3600} \cdot V_m [m^3/s] \quad (9)$$

kde:

$V_m$                       objem místnosti                       $[m^3]$

## 7. Soupis materiálu a místností domu

<b>Obvodové zdi</b>	$l[m]$	$\lambda[W/(m.K)]$
Omítka vnitřní	0,01	0,7
Porotherm 40 p+d	0,4	0,14
Polystyrén	0,15	0,04
Omítka	0,02	0.87
<b>Zkosená část stropu</b>		
Sádrokarton	(0,012)	0,22
Igelit(parozábrana)	0,001	0,2
Izover vata	0,22	0,04
Dřevěné desky	0,022	0,11
Bramac-Classic protector	0,025	1,23
<b>Strop</b>		
Sádrokarton	(0,012)	0,22
Igelit(parozábrana)	0,001	0,2
Izover vata	0,22	0,04
OSB desky	0,022	0,11
<b>Podlaha</b>		
beton	0,3	1,28
asfaltová hydroizolace	0,001	0,07
cementový potěr	0,035	1,3
škvára	0,07	0,27
betonová zálivka	0,08	1,2
dřevěné masivní parkety (třívrstvé) / dlažba	0,015/0,01	0,092/1,01
<b>Okna a Dveře</b>		
Dveře vchodové masiv 3,5mm, terasová a balkónová dveře s dvojsklem.		1,7/1,2
Dřevěná eurookna ALBO IV68/Velux GGL M06		1,2/1,4

**Tab.1 Použitý stavební materiál**

kde :

$l$	tloušťka vrstvy	$[m]$
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti	$[W/(m.K)]$

	Místnost	$t_i [^{\circ}C]$	$t_e [^{\circ}C]$	$S [m^2]$
1	Pracovna	20	-15	10,74
2	Obývací pokoj	20	-15	23,70
3	Kuchyň+Arkýř	20	-15	14,18
4	Předsíň	20	5	4,7
5	Technická míst.	15	-15	7,52
6	Koupelna č.1	24	-15	4,29
7	Chodba č.1	10	5	5,3
8	Místnost pod schody	10	5	2,2
9	Schodiště	10	-15	10,00
10	Dětský pokoj č.1	20	-15	12,29
11	Dětský pokoj č.2	20	-15	13,45
12	Šatna	15	-15	3,94
13	Ložnice	20	-15	13,45
14	Koupelna	24	-15	12,63
15	Chodba č.2	10	5	7,93

**Tab.2 Soupis místností v domě**

## 8. Výpočet tepelných ztrát domu

### 8.1 Tepelná ztráta prostupem tepla obvodovými zdmi

Pro výpočet tepelných ztrát rodinného domu se počítá s venkovní výpočtovou teplotou, pro oblast Ostravska  $t_e = -15^\circ\text{C}$ . Vnitřní výpočtová teplota je závislá na typu místnosti.

Výpočet součinitele prostupu tepla  $k$  podle vzorce (4)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,87} + \frac{0,15}{0,04} + \frac{0,4}{0,14} + \frac{0,01}{0,7} + \frac{1}{23}} = 0,148 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Vzorový výpočet pro místnost č. 1.

Dle vzorce (2)

$$S = S_s - S_o = l_s \cdot h - l_o \cdot h_o = ((4,05 + 1,25) \cdot 2,6) - (1,5 \cdot 1) \cdot 2 = 10,78 \text{ m}^2$$

$$Q_{o1} = k \cdot S_1 \cdot (t_i - t_e) = 0,148 \cdot 10,78 \cdot (20 - (-15)) = 55,63 \text{ W}$$

kde:

$S_s$	je plocha stěny	$[\text{m}^2]$
$S_o$	plocha otvoru stěny	$[\text{m}^2]$
$l_s$	vnitřní délka stěny	$[\text{m}]$
$h$	konstrukční výška patra	$[\text{m}]$
$l_o, h_o$	délka a výška otvoru	$[\text{m}]$
$t_e$	výpočtová vnější teplota	$[\text{°C}]$

### Celková tepelná ztráta obvodovými zdmi

Základní tepelná ztráta prostupem tepla  $Q_o$  pro všechny místnosti se vypočítá jako součet tepelných ztrát jednotlivých místností dle vzorce (5). Hodnoty tepelných ztrát všech místností byly vypočítány v programu Excel.

$$Q_{o,z} = Q_{o1} + Q_{o2} + Q_{o3} + Q_{o5} + Q_{o6} + Q_{o9} + Q_{o10} + Q_{o11} + Q_{o12} + Q_{o13} + Q_{o14} = \\ 55,6 + 122,8 + 73,5 + 39 + 21,6 + 40,7 + 63 + 69,4 + 20 + 69,4 + 72,9 = 647,8 \text{ W}$$

## 8.2 Tepelná ztráta prostupem tepla zkosenou částí stropu

Výpočet součinitele prostupu tepla  $k$  podle vzorce (4)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,012}{0,22} + \frac{0,001}{0,2} + \frac{0,22}{0,04} + \frac{0,022}{0,11} + \frac{0,025}{1,23} + \frac{1}{23}} = 0,168 W / m^2 \cdot K$$

Vzorový výpočet pro místnost 10.

Výpočet základní tepelné ztráty:

Dle vzorce (2)

$$S = S_s - S_o = l_s \cdot h - l_o \cdot h_o = (4,05 \cdot 2,04) - 2 \cdot (1,53 \cdot 0,72) = 6,06 m^2$$

$$Q_{o10} = k \cdot S_1 \cdot (t_i - t_e) = 0,168 \cdot 6,06 \cdot (20 - (-15)) = 35,63 W$$

### Celková tepelná ztráta zkosenou částí stropu

Tepelná ztráta přes rovnou částí stropu se počítají stejně pro stěny, podlahy a okna. Hodnoty tepelných ztrát všech místností byly vypočítány v programu Excel.

Dle vzorce (5)

$$Q_{o,s1} = Q_{o1} + Q_{o11} + Q_{o13} + Q_{o14} = 35,63 + 45,81 + 45,81 + 39,71 = 167 W$$

### 8.3 Tepelná ztráta prostupem tepla stropem

Výpočet součinitele prostupu tepla  $k$  podle vzorce (4)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,012}{0,22} + \frac{0,001}{0,2} + \frac{0,22}{0,04} + \frac{0,022}{0,11} + \frac{1}{23}} = 0,169 W / m^2 \cdot K$$

Vzorový výpočet pro místnost č. 10.

Výpočet základní tepelné ztráty:

Dle vzorce (2)

$$S = S_s - S_o = l_s \cdot h - l_o \cdot h_o = (4,05 \cdot 1,80) = 7,29 m^2$$
$$Q_{o10} = k \cdot S_1 \cdot (t_i - t_e) = 0,169 \cdot 7,29 \cdot (20 - (5)) = 18,45 W$$

#### Celková tepelná ztráta stropem

Tepelná ztráta přes rovnou částí stropu se počítají stejně jako pro stěny, podlahy a okna. Hodnoty tepelných ztrát všech místností byly vypočítány v programu Excel.

Dle vzorce (5)

$$Q_{o,s2} = Q_{o9} + Q_{o10} + Q_{o11} + Q_{o12} + Q_{o13} + Q_{o14} + Q_{o15} =$$
$$12,62 + 18,45 + 22,36 + 16,00 + 22,36 + 23,41 + 6,70 = 121,93 W$$

## 8.4 Tepelná ztráta prostupem tepla podlahou

Výpočet součinitele prostupu tepla  $k$  podle vzorce (4)

$$\text{Pro parkety } k_p = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,3}{1,28} + \frac{0,001}{0,07} + \frac{0,035}{1,3} + \frac{0,07}{0,27} + \frac{0,08}{1,2} + \frac{0,015}{0,092} + \frac{1}{23}} = 1,07 W / m^2 \cdot K$$

$$\text{Pro dlažbu } k_d = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,3}{1,28} + \frac{0,001}{0,07} + \frac{0,035}{1,3} + \frac{0,07}{0,27} + \frac{0,08}{1,2} + \frac{0,01}{1,01} + \frac{1}{23}} = 1,28 W / m^2 \cdot K$$

Vzorový výpočet pro místnost č. 2.

Výpočet základní tepelné ztráty:

U podlahy se počítá s vnější výpočtovou teplotou  $5^\circ\text{C}$ .

Dle vzorce (2)

$$Q_{02} = k \cdot S_1 \cdot (t_i - t_e) = 1,07 \cdot 29,8 \cdot (20 - 5) = 478,29 W$$

$$S_p = l_p \cdot a_p = (7,45 \cdot 4) = 29,8 m^2$$

### Celková tepelná ztráta podlahou

Tepelná ztráta prostupem tepla přes podlahu se počítá stejně jako pro stěny. Hodnoty tepelných ztrát všech místností byly vypočítány v programu Excel.

Dle vzorce (5)

$$Q_{o,p} = Q_{o1} + Q_{o2} + Q_{o3} + Q_{o4} + Q_{o5} + Q_{o6} + Q_{o7} + Q_{o8} = \\ 223,10 + 478,29 + 324,48 + 90,24 + 65,28 + 89,98 + 28,36 + 14,08 = 1313,804 W$$



## 8.5 Tepelná ztráta prostupem tepla přes okna a dveře

Vzorový výpočet pro místnost č. 2.

Dle vzorce (2)

$$S_o = l_s \cdot h = 4 \cdot (1 \cdot 1,5) = 6 \quad [m^2]$$

$$S_d = l_d \cdot h = (1 \cdot 2,35) = 2,35 \quad [m^2]$$

$$Q_{o_{07}} = k \cdot S_1 \cdot (t_i - t_e) = 1,2 \cdot 6 \cdot (20 - (-15)) = 252 \quad [W]$$

$$Q_{d_{07}} = k \cdot S_1 \cdot (t_i - t_e) = 1,2 \cdot 2,35 \cdot (20 - (-15)) = 98,7 \quad [W]$$

### Celková tepelná ztráta okny a dveřmi

Tepelná ztráta se vypočte stejně jako pro stěny, podlahy a strop. Hodnoty tepelných ztrát všech místností byly vypočítány v programu Excel.

Dle vzorce (5)

$$\begin{aligned} Q_o &= Q_{o1} + Q_{o2} + Q_{o3} + Q_{o4} + Q_{o5} + Q_{o10} + Q_{o11} + Q_{o12} + Q_{o13} + Q_{o14} = \\ &= 126,00 + 348,70 + 378 + 188,62 + 63,00 + 90,16 + 174,16 + 174,16 + 52,50 + 100,46 = \\ &= 1695,76 [W] \end{aligned}$$

## 8.6 Tepelná ztráta větráním

Vzorový výpočet pro místnost 2.

Tepelná ztráta se vypočítá ze vztahu (6)

$$Q_v = 1300 \cdot V_v \cdot (t_i - t_{es}) = 1300 \cdot 0,01496 \cdot (20 - (-15)) = 680,68 W$$

Při přirozené infiltraci se objemový tok větracího vzduchu stanoví ze vztahu (7)

$$V_{vp} = \sum (i_{LV} \cdot L) \cdot B \cdot M = (1,4 \cdot 10^{-4} \cdot 26,7) \cdot 8 \cdot 0,5 = 0,01495 m^3 / s$$

Kontrola intenzity výměny vzduchu infiltrací se vypočte ze vztahu (8)

$$n = \frac{3600 \cdot \sum (i_{LV} \cdot L) \cdot B \cdot M}{V_m} = \frac{3600 \cdot (1,4 \cdot 10^{-4} \cdot 26,7) \cdot 8 \cdot 0,5}{64,8} = 0,631 h^{-1}$$

To je z hygienického hlediska dostačující, minimální intenzita musí být nejméně 0,5 h<sup>-1</sup>. Není potřeba větrat.

Objemový tok větracího vzduchu vypočteme ze vztahu (9)

$$V_v = \frac{n}{3600} \cdot V_m = 0,01496 m^3 / s$$

### Celková tepelná ztráta větráním

Tepelné ztráty větráním se vypočítají stejně jako pro stěny, podlahy a strop. Hodnoty tepelných ztrát všech místností byly vypočítány v programu Excel.

Dle vzorce (5)

$$\begin{aligned} Q_{o,v} &= Q_{o1} + Q_{o2} + Q_{o3} + Q_{o5} + Q_{o10} + Q_{o11} + Q_{o12} + Q_{o13} + Q_{o14} = \\ &= 227,56 + 680,68 + 382,20 + 80,26 + 244,82 + 184,07 + 255,43 + 211,13 + 155,82 \\ &= 2421,97 W \end{aligned}$$

### Tepelný zisk

Tepelný zisk jednotlivých spotřebičů je (cca 150W/dům), zisk od osob je (cca 70W/osobu). Výsledný tepelný zisk tak činí 430W.

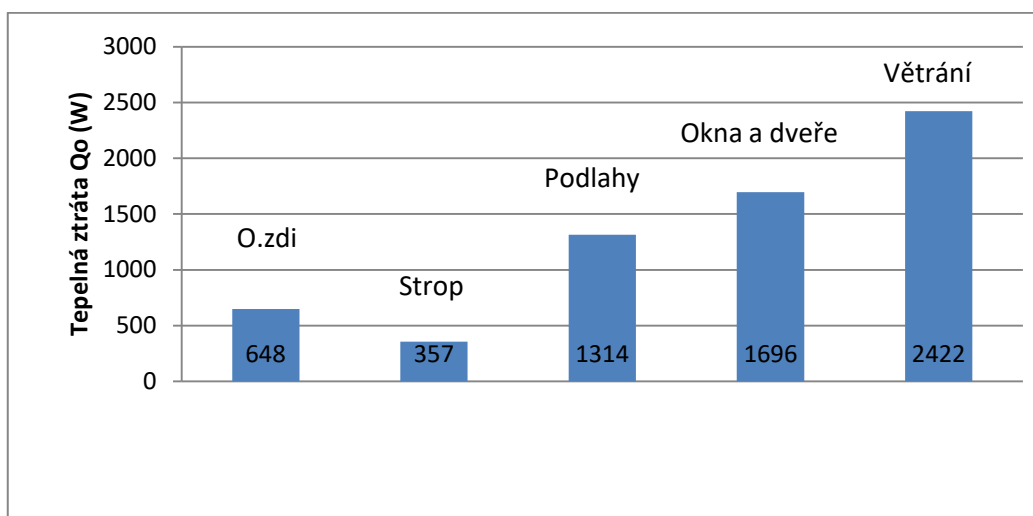
## 8.7 Celková tepelná ztráta

Celková tepelná ztráta  $Q_c$  se vypočítá jako součet tepelných ztrát prostupem  $Q_o$  a tepelných ztrát větráním  $Q_v$ , hodnota je snížena o trvalé zisky  $Q_z$ .

Dle vzorce (1)

$$Q_c = (Q_{o.obvodovýchzdi} + Q_{o.stropu} + Q_{o.podlahy} + Q_{o.okna,dveře}) + Q_v - Q_z$$
$$Q_c = (648 + (122 + 167) + 1314 + 1696) + 2422 - 430 = 5939W$$

Graf 2. Tepelné ztráty domu



## 9. Výpočet tepla pro přípravu TUV

Při výpočtu potřeby tepla pro ohřev TUV vycházím z toho, že dům je obýván 4 osobami při průměrné spotřebě 45 l teplé užitkové vody na osobu. Pro potřeby TUV volím zásobník o objemu 180 l. Teplota vstupní vody do vodovodu je závislá na ročním období a pohybuje se v rozmezí od 7,4 °C do 15,8 °C. Výpočet jsem provedl v programu Excel, pro jednotlivé průměrné teploty vody v jednotlivých měsících. Vzorový výpočet jsem provedl pro den 18.1 a hodinu 13:00. Vycházel jsem z teploty vstupní vody 7,4°C.

$$Q_{TV,HOD} = \frac{\frac{V_{TUV}}{T_{DEN}} \cdot C_p \cdot (T_{TUV} - T_{SV})}{3600} \quad (10)$$

kde:

$V_{TUV}$	objem zásobníku TUV	[l]
$T_{DEN}$	doba chodu tepelného čerpadla	[hod]
$C_p$	měrná tepelná kapacita vody	[J/kg · K]
$T_{TUV}$	teplota teplé užitkové vody	[°C]
$T_{SV}$	teplota vstupní vody do vodovodu	[°C]

$$Q_{TV,HOD} = \frac{\frac{V_{TUV}}{T_{DEN}} \cdot C_p \cdot (T_{TUV} - T_{SV})}{3600} = \frac{\frac{180}{22} \cdot 4200 \cdot (55 - 7,4)}{3600} = 454,3W$$

Roční spotřeba tepla pro ohřev TUV je vypočítána z hodinových potřeb energie a činí **3700 kWh**.

## 10. Výpočet potřeby tepla pro vytápění

Výpočet potřeby tepla pro vytápění závisí na délce otopné sezóny, která musí zajistit potřebné vnitřní klima. Je dána celkovou tepelnou ztrátou budovy a klimatickými podmínkami v dané oblasti. Výpočet je proveden v programu Excel, ve kterém jsou zahrnuty jednotlivé venkovní teploty pro danou hodinu v roce. Pro vzorový výpočet je zvolen den 18.1 a hodina 13:00, s venkovní teplotou vzduchu 3,1°C.

$$\varepsilon_o = \frac{e_i \cdot e_t \cdot e_d}{\eta_o \cdot \eta_x} \quad (11)$$

Kde:

$e_i$	nesoučasnost tepelné ztráty infiltrací a prostupem tepla	[-]
$e_t$	snížení teploty v místnosti během dne či noci	[-]
$e_d$	ztráta doby vytápění u objektu s přestávkami v provozu	[-]
$\eta_o$	účinnost rozvodu	[-]
$\eta_r$	možnosti regulace soustavy	[-]

$$\varepsilon = \frac{e_i \cdot e_t \cdot e_d}{\eta_o \cdot \eta_x} = \frac{0,85 \cdot 0,9 \cdot 1}{0,97 \cdot 0,96} = 0,82$$

$$Q_{VYT,HOD} = \left( \frac{[Q_{C,min} - (Q_c \cdot k)]}{t_i - t_e} \cdot t_{vzd} + q \right) \cdot \varepsilon_o \quad (12)$$

Kde:

$Q_{C,min}$	celková minimální tepelná ztráta	[W]
$Q_c$	celková tepelná ztráta objektu	[W]
$k$	součinitel provozu tepelného čerpadla	[-]
$t_i$	vnitřní výpočtová teplota	[°C]
$t_e$	venkovní výpočtová teplota	[°C]
$t_{vzd}$	venkovní teplota vzduchu	[°C]
$q$	měrné teplo	[W]
$\varepsilon_o$	opravný součinitel	[-]

$$Q_{VYT,HOD} = \left( \frac{[Q_{C,min} - (Q_c \cdot k)]}{t_i - t_e} \cdot t_{vzd} + q \right) \cdot \varepsilon_o = \left( \frac{[0 - (5939 \cdot 1,09)]}{20 - (-15)} \cdot (3,1) + 3702,23 \right) \cdot 0,82 =$$

$$= 2565,7 Wh$$

Roční spotřeba tepla pro vytápění je vypočítána z hodinových potřeb energie a činí **13820 kWh**.

## 11. Celková spotřeba tepla pro vytápění a přípravu TUV

Celková spotřeba tepla se vypočítá jako součet roční spotřeby na vytápění a na ohřev TUV.

$$Q_r = Q_{VYT,R} + Q_{TUV,R} = 13820 + 3700 = 17520 \text{ kWh / rok} \quad (13)$$

## 12. Návrh tepelného čerpadla

Pro návrh tepelného čerpadla voda-voda budeme odebírat nízkopotenciální teplo z podzemní vody. TČ bude pracovat na monovalentní provoz s výkonem 7kW. Bude použito spirálovité tepelné čerpadlo z hlediska nejvyšší efektivity. Pracuje na principu otevřeného okruhu, čili voda proudí přímo do výparníku. Návrh tepelného čerpadla jsem vypracoval s pomocí programu Excel, Select 7.16, EES a dle rad svého vedoucího práce.

### 12.1 Volba chladiva

U tepelných čerpadel je nositelem energie právě chladivo, proto je důležitá jeho volba z hlediska funkčnosti systému. Pro účely TČ se hodí pouze některé, může se jednat o jednosložkové sloučeniny, až po směsi dvou a více složek. Jako chladivo volím R407C, které patří do zeotropních směsí chladiv. Skládají se obvykle ze 2 až 4 druhů chladiv, které mají během fázové přeměny páry na kapalinu proměnné složení. U zeotropních chladiv se udává teplotní skluz (glidem) což je rozdíl teplot varu při stejném tlaku. Může se jednat pouze o pár, až desítky Kelvinů. [2] [12]

Vzhled	Bezbarvý plyn
Skupenství	Plynné při 20 °C
Barva	Bezbarvý
Zápach	Lehký etherický
Hodnota pH	7 neředěno
Teplota varu	-43,9 °C
Relativní hustota	1,16 g/cm <sup>3</sup> při 21,1°C
Rozpustnost ve vodě	1,5 g/l

**Tab. 3 Fyzikální vlastnosti chladiva R407C**

## 12.2 Výpočet oběhu tepelného čerpadla

Výpočet oběhu je vypočítán pro tepelné čerpadlo voda-voda. Výpočet je proveden v programu Engineering Equation Solver (EES). Základní hodnoty zadané do programu jsou v tabulce č. 4. [13]

Topný Výkon	$Q_t = 7,78 \text{ kW}$
Vypařovací teplota	$T_v = -4^\circ\text{C}$
Kondenzační teplota	$T_k = 60^\circ\text{C}$
Přehřátí sání	5 K
Podchlazení sání	4 K

**Tab. 4 Vstupní hodnoty**

Entalpie	
Vstup do kompresoru	$h_1 = 268,7 \text{ kJ/kg}$
Po kompresi v kompresoru (ideální)	$h_2 = 310,1 \text{ kJ/kg}$
Po podchlazení v kondenzátoru	$h_3 = 157,9 \text{ kJ/kg}$
Mokrý páry po expanzi v expanzním ventilu	$h_4 = 157,9 \text{ kJ/kg}$

**Tab. 5 Výpočet entalpie pomocí programu EES pro R407c**

Tlaky	
Vypařovací tlak	$P_0 = 522 \text{ kPa}$
Kondenzační tlak	$P_k = 2745 \text{ kPa}$

**Tab. 6 Výpočet tlaků pomocí programu EES pro R407c**

### Hmotnostní chladivost

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad (14)$$

kde:

$h_1$  entalpie na vstupu do kompresoru [kJ/kg]

$h_4$  entalpie mokré páry po expanzi v expanzním ventilu [kJ/kg]

$$q_0 = h_1 - h_4 = 268,7 - 157,9 = 110,8 \text{ kJ/kg}$$



### **Hmotnostní topivost**

$$q_k = h_2 - h_3 \quad (15)$$

kde:

$h_2$  entalpie po kompresi v kompresoru (skutečná) [kJ/kg]

$h_3$  entalpie kapaliny na konci kondenzace  
a po podchlazení v kondenzátoru [kJ/kg]

$$q_k = h_2 - h_3 = 310,1 - 157,9 = 152,2 \text{ kJ / kg}$$

### **Izoentropická měrná práce**

$$a_{ie} = h_2 - h_1 \quad (16)$$

kde:

$h_1$  entalpie na vstupu do kompresoru [kJ/kg]

$h_2$  entalpie po kompresi v kompresoru (skutečná) [kJ/kg]

$$a_{ie} = h_2 - h_1 = 310,1 - 268,7 = 41,4 \text{ kJ / kg}$$

### **Hmotnostní průtok chladiva**

$$m = \frac{Q_t}{q_k} \quad (17)$$

kde:

$Q_t$  požadovaný topný výkon tepelného čerpadla [kJ/kg]

$q_k$  hmotnostní topivost [kJ/kg]

$$m = \frac{Q_t}{q_k} = \frac{7}{152,2} = 0,046 \text{ kg / s}$$

### **Idealní topný faktor**

$$\varepsilon_T = \frac{q_k}{a_{ie}} \quad (18)$$

kde:

$q_k$  hmotnostní topivost [kJ/kg]

$a_{ie}$  izoentropická měrná práce [kJ/kg]

$$\varepsilon_T = \frac{q_k}{a_{ie}} = \frac{152,2}{41,4} = 3,68$$

### **Kompresní poměr**

$$\sigma = \frac{p_k}{p_0} \quad (19)$$

kde:

$p_k$  kondenzační tlak [kPa]

$p_0$  vypařovací tlak [kPa]

$$\sigma = \frac{p_k}{p_0} = \frac{2745}{522} = 5,26$$

### **Topný výkon**

$$Q_t = m \cdot q_k \quad (20)$$

kde:

$m$  hmotnostní průtok chladiva [kg/s]

$q_k$  hmotnostní topivost [kJ/kg]

$$Q_t = m \cdot q_k = 0,046 \cdot 152,2 = 7 \text{ kW}$$

### Chladicí výkon

$$Q_{ch} = m \cdot q_0 \quad (21)$$

kde:

$m$  hmotnostní průtok chladiva [kg/s]

$q_0$  hmotnostní chladivost [kJ/kg]

$$Q_{ch} = m \cdot q_0 = 0,046 \cdot 110,8 = 5,1 kW$$

### Izoentropický příkon

$$P_{ie} = m \cdot a_{ie} \quad (22)$$

kde:

$m$  hmotnostní průtok chladiva [kg/s]

$a_{ie}$  izoentropická měrná práce [kJ/kg]

$$P_{ie} = m \cdot a_{ie} = 0,046 \cdot 41,4 = 1,9 kW$$

Hodnoty vypočtených teplot v programu EES, jsou uvedeny v tabulce č. 7.

Teploty	
Páry na vstupu do kompresoru	T1=4°C
Páry po kompresi v kompresoru (skutečná)	T2=81,48°C
Kapaliny na konci kondenzace, po podchlazení v kondenzátoru	T3=60°C
Mokrá páry po expanzi v expanzním ventilu	T4=0,55°C

**Tab. 7 Teploty vypočtené v programu EES**

## 12.3 Výpočet průměru potrubí

Nejprve jsem pomocí termodynamických vlastností chladiva R407C určil specifické hodnoty hmotnosti pro dané teploty a skupenství, ze kterých jsem dále vycházel.

Hustota chladiva	
Pára - sací potrubí	$\rho_1 = 21,67 \text{ kg/m}^3$
Pára - výtlačné potrubí	$\rho_2 = 109 \text{ kg/m}^3$
Kapalina - kapalinové potrubí	$\rho_3 = 970,1 \text{ kg/m}^3$

**Tab. 8 hustoty chladiva vypočtené v programu EES**

### **Objem chladiva na 1kg**

$$V_{ch} = \frac{1}{\rho} \quad (23)$$

kde:

$$\rho \quad \text{hustota chladiva} \quad \left[ \text{kg/m}^3 \right]$$

Výpočet pro:

$$\text{Sací potrubí} \quad V_{1,ch} = \frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{21,67} = 0,04615 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\text{Výtlačné potrubí} \quad V_{2,ch} = \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{109} = 0,00917 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\text{Kapalinové potrubí} \quad V_{3,ch} = \frac{1}{\rho_3} = \frac{1}{970,1} = 0,00103 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

### **Hmotnostní průtok chladiva**

$$m_{ch} = m_{ch} \cdot 3600 \quad (24)$$

kde:

$$m_{ch} \quad \text{hmotnostní průtok chladiva} \quad \left[ \text{m}^3 / \text{h} \right]$$

$$m_{ch} = m_{ch} \cdot 3600 = 0,046 \cdot 3600 = 165,6 \text{ m}^3 / \text{h}$$

### **Objemový průtok chladiva**

$$V_{op} = m_{ch} \cdot V_{ch} \quad (25)$$

kde:

$$m_{ch} \quad \text{hmotnostní průtok chladiva} \quad \left[ \text{m}^3 / \text{h} \right]$$

$$V_{ch} \quad \text{objem chladiva na 1kg} \quad \left[ \text{m}^3 / \text{kg} \right]$$

Výpočet pro:

$$\text{Sací potrubí} \quad v_{s1} = m_{ch} \cdot V_{1,op} = 165,6 \cdot 0,04615 = 7,64 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\text{Výtlačné potrubí} \quad v_{v2} = m_{ch} \cdot V_{2,op} = 165,6 \cdot 0,00917 = 1,52 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\text{Kapalinové potrubí} \quad v_{k3} = m_{ch} \cdot V_{3,op} = 165,6 \cdot 0,00103 = 0,17 \text{ m}^3 / \text{h}$$

### 12.3.1 Volba rychlosti proudění v potrubí

Podle tabulky doporučených rychlostí proudění v potrubí pro chladivo R407C jsem zvolil. [14]

	Rychlosti proudění m/s	
Sací potrubí	5 až 11	Volím $w_{s1}=9$
Výtlačné potrubí	4 až 11	Volím $w_{v2}=10$
Kapalinové potrubí	0,3 až 0,8	Volím $w_{k3}=0,6$

**Tab. 9 Volba rychlostí proudění**

#### Průřez potrubí

$$S = \frac{V_{op}}{w \cdot 3600} \quad (26)$$

kde:

$w$  rychlost proudění [m/s]

$V_{op}$  objemový průtok chladiva [m<sup>3</sup>/h]

Výpočet pro:

Sací potrubí  $s_{s1} = \frac{v_{s1}}{w_{s1} \cdot 3600} = \frac{7,64}{9 \cdot 3600} = 0,000236 m^2$

Výtlačné potrubí  $s_{v2} = \frac{v_{v2}}{w_{v2} \cdot 3600} = \frac{1,52}{10 \cdot 3600} = 0,000042 m^2$

Kapalinové potrubí  $s_{k3} = \frac{v_{k3}}{w_{k3} \cdot 3600} = \frac{0,17}{0,6 \cdot 3600} = 0,000079 m^2$

### Vnitřní průměr potrubí

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \quad (27)$$

kde:

S                      průřez potrubí                      [m<sup>2</sup>]

Výpočet pro:

Sací potrubí                       $d_{s1} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{s1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000236}{\pi}} \cdot 1000 = 17,33 \text{ mm}$

Výtlačné potrubí                       $d_{v2} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{v2}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000042}{\pi}} \cdot 1000 = 7,31 \text{ mm}$

Kapalinové potrubí                       $d_{k3} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{k3}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000079}{\pi}} \cdot 1000 = 10,03 \text{ mm}$

Volba průměrů potrubí	
Sací potrubí	DS=18 mm
Výtlačné potrubí	DV=8 mm
Kapalinové potrubí	DK= 10mm

**Tab. 10 Volba průměrů potrubí**

### 13. Volba komponentů pro tepelné čerpadlo

K sestavení tepelného čerpadla je zapotřebí navržení a dimenzace dalších komponentů, bez kterých by tepelné čerpadlo nemohlo fungovat.

#### 13.1 Měděné trubky

Tepelné čerpadla mají zvýšené požadavky na chemické a fyzikální vlastnosti mědi, oproti běžným topenářským trubkám, především se dbá na čistotu mědi. Rovněž se používají bezkyslíkaté mědi. Průměry trubek jsou obvykle v řadě (6, 8, 10, 12, ... )mm, tloušťka stěny je 1mm. Trubky jsou dimenzovány pro vysoký tlak. Můžeme volit mezi měkkými a tvrdými typy mědi. Tvrdé trubky se dodávají v délkách 5m. Ohýbat se dají pouze po vyžihání. Na obou koncích jsou uzavřeny zátkami, aby se zabránilo oxidaci vnitřního povrchu. Měkké trubky se dodávají v 25m či 50m. Lze je snadno ohýbat. [8] [12]

Volba trubek	
Sací potrubí	ø18 x 1 DIN 8905
Výtlačné potrubí	ø8 x 1 DIN 8905
Kapalinové potrubí	ø10 x 1 DIN 8905

**Tab. 11 Volba trubek**



**Obr. 3 Měděné trubky**

### 13.2 Termostatický expanzní ventil - TEV

Úkolem TEV je vstřikování správného množství kapalného chladiva do výparníku tak, aby byl správně plněn a měl optimální provozní režim. Pomocí zúženého profilu se dosahuje velkého poklesu tlaku. Ke správné funkci vstřikovacího ventilu je potřeba zamezit vstupu bublinek, tuto funkci plní průhledítko. Konstrukční řešení je ustálené u všech výrobců a liší se jen detaily. Hlavní částí je tryska, která je otevírána silovým působením. Tyto síly jsou vytvářeny tlakem plynů na membránu ventilu a pružinu regulačního ventilu. Další důležitou částí je teplotní čidlo, nazývané tykavka. Je to malá nádobka naplněná vhodnou tekutinou a slouží jako snímač teploty. Při zvyšování teploty se zvyšuje i tlak a ten je přenášen pomocí kapiláry na membránu TEV. Tykavka je připojená k rovné části sacího potrubí hned za výparníkem. Pokud ve výparníku dojde k nárůstu přehřátí chladiva, ventil se otevře, pokud klesá, ventil se uzavře. [5] [12]

Volím termostatický expanzní ventil od firmy Honeywell Flica - TMV-R22/R407C

Typ	Chladivo	Připojení	Vyrovnání tlaku
TMV	R22/R407C	Závitové	Bez vnějšího vyrovnání

**Tab. 12 Parametry termostatického expanzního ventilu TMV-R22/R407C**

Volba trysky:

Pro jmenovitý chladicí výkon 5,1 kW volím trysku č. 2,5 při použití chladiva R407C.



**Obr.4 Termostatický expanzní ventil**



### 13.3 Presostat

Presostaty jsou nastavitelné tlakové spínače, které se dle použití dělí na sací a výtlačné. Liší se jen rozsahem možného nastavení. Mívají nastavitelnou hysterézi, rozdíl mezi tlakem vypnutí a zapnutí. Havarijní vysokotlaký presostat se při aktivaci musí zapnout ručně. Obecně se aktivují při přerušení odvádění tepla z kondenzátoru TČ vinou poruchy oběhového čerpadla, nebo z jiné příčiny, která způsobí omezení průtoku topné vody. Teplota v kondenzátoru začne růst a s ní i kondenzační tlak. Presostaty pro nízký tlak plní pojistku na primární straně TČ. Přeruší či omezí-li se oběh primární vody v TČ voda-voda, teplota ve výparníku silně poklesne. Pokles teploty je provázen poklesem sacího tlaku a presostat vypne kompresor, aby nedošlo k jeho poškození. [12]

Presostat Danfoss nízkotlaký KP35	
Nízkotlaká pojistka s ochranou proti nízkému tlaku (PSH EN 12263)	
Rozsah	-0,2 - 7,5 bar
Minimální teplota	-40 °C
Maximální teplota	65 °C
Maximální pracovní tlak	17 bar
Maximální zkušební tlak	22 bar

**Tab. 13 Technické parametry nízkotlakého presostatu**

Presostat Danfoss vysokotlaký KP7W	
Vysokotlaká pojistka s ochranou proti pulzacím pro přímou montáž ke kompresoru (PSH EN 12263)	
Rozsah	4-10 bar
Minimální teplota	-25 °C
Maximální teplota	65 °C
Maximální pracovní tlak	32 bar
Maximální zkušební tlak	32 bar

**Tab. 14 Technické parametry vysokotlakového presostatu**



**Obr. 5 Presostat Danfoss**

### 13.4 Filtrdehydrátor

Slouží k pohlcování škodlivin z okruhu chladiva, drobných částic a také vody. Je zapotřebí dodržet směr průtoku kapalného chladiva, který je uveden na obalu šipkou. Montáž probíhá ve vertikální poloze, aby se dodržel rovnoměrný průtok chladiva. Pokud se v systému objeví voda, je zapotřebí jej co nejdříve vyměnit. Vnější průměr potrubí se volí podle průměru kapalinového potrubí. [12]

Volím filtr od firmy Danfos.

Danfoss filtrdehydrátor DML 305S	
Připojení pájením	16 mm
Váha	1,27 kg
Maximální pracovní tlak	46 Bar
Rozsah použití	-40 - 70 °C

**Tab. 15 Technické parametry filtrdehydrátoru Danfoss DML 305**



**Obr. 6 Filtrdehydrátor Danfoss**

### 13.5 Průhledítko

Pomocí průhledítka můžeme sledovat tok kapaliny v potrubí. Další funkce je indikace vlhkosti a to pomocí změny barvy mezikruží (např. ze zelené na žlutou). Po vysušení chladiva, výměně filtrdehydrátu, se barva vrátí do původního stavu. Průhledítko se zařazuje za sběrače chladiva a filtrdehydrátor blízko vstupu do TEV. V této části už nesmí být v chladivu bublinky. Ty signalizují závadu, málo chladiva či zúžení potrubí nějakou překážkou. Průměr napojení se určuje podle průměru kapalinového potrubí. Víčko s okénkem bývá odšroubovatelné a utěsněno pryžovým O-kroužkem. Montáž bývá axiální i radiální. [12]

Volím průhledítko od firmy Danfoss SGP 10s N

SGP 10s N	
Připojení	10 x 10 mm ODF
Teplotní rozsah	-50 - 80 °C
Maximální pracovní tlak	52 bar

**Tab. 16 Technické parametry průhledítka SLI16**



**Obr. 7 Průhledítko**

### 13.6 Sběrač kapalného chladiva

Jedná se o tlakovou nádobu, která slouží jako zásobník celého objemu chladiva v TČ a odlučovač bublin. Zajišťuje aby do TEV přicházela pouze čistá kapalina bez bublin. Sběrač má objem několik litrů a může být konstruován jak na výšku, tak na šířku. Musí být dimenzován na nejvyšší možný provozní tlak. [12]

Volím sběrač chladiva od firmy Klimal EFM 4.2

Typ	Objem	Výška	Průměr	Pájecí vstup	Pájený výstup
EMF 4.2	4,2 m <sup>3</sup>	330 mm	160 mm	10 mm	10 mm

Tab. 17 Technické parametry sběrače EFM 7.5

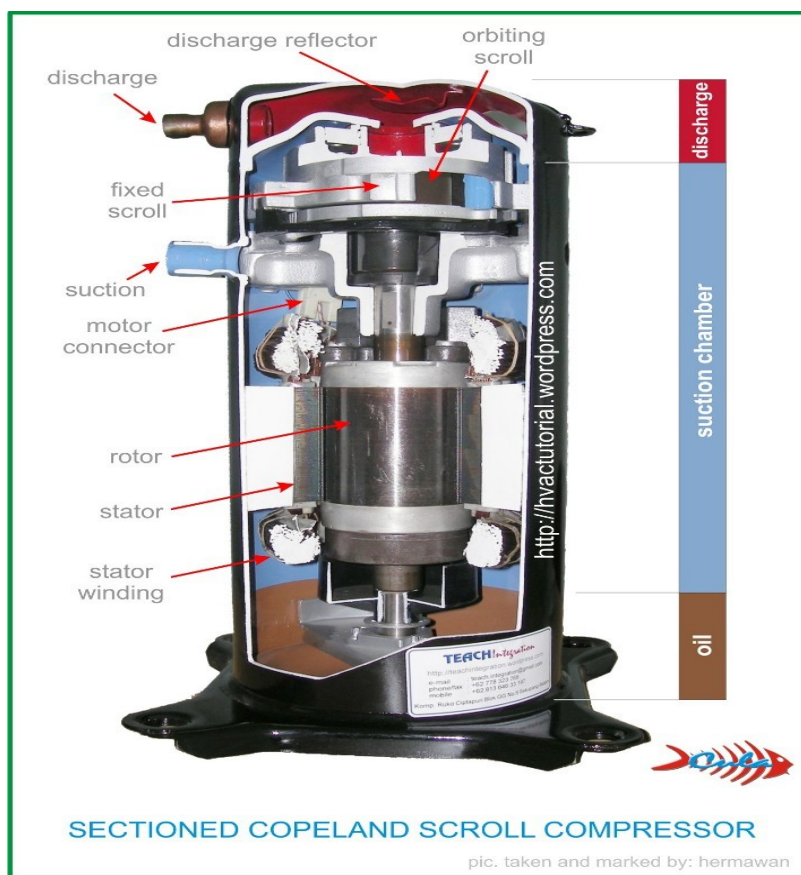


Obr. 8 Sběrač kapalného chladiva

### 13.7 Kompresor

Nejdůležitější částí celého TČ je kompresor. Jeho funkcí je stlačování par chladiva, které do něj jsou vedeny z výparníku. Stlačené páry se v něm přehřejí a jsou vedeny do kondenzátoru, kde zpětně zkapalní a předají teplo topné vodě. Kompresory jsou hermeticky uzavřeny v ocelové nádobě, aby nedocházelo k tepelným ztrátám. Kompresor je na společně hřídeli s elektromotorem. Kompresory pro TČ můžeme volit ze dvou variant, levnější hermetický pístový kompresor, či modernější hermetický spirálový kompresor.

Pro svůj návrh jsem zvolil modernější, tišší variantu spirálového kompresoru (scroll). Princip je znám už od začátku 20. století, ale vyrábí se poměrně krátkou dobu. V dnešní době se využívá u většiny TČ. Kompresor scroll se skládá ze dvou kovových spirál, které jsou vloženy do sebe. Horní spirála je na pevně a má uprostřed otvor, který je spojený s výtlačnou trubicí. Dolní spirála se neotáčí kolem své osy, ale krouží v horní spirále pomocí excentru, umístěného na hřídeli motoru. Spirály mají různé zakřivení a díky tomu se mezi nimi vytvářejí plynové kapsy, ty se postupně zmenšují při cestě ke středu. Narůstá tlak a teplota až do výtlačného otvoru. [10] [12]



Obr. 9 Kompresor Copeland Scroll

Pro volbu kompresoru jsem použil program Select 7.16 od firmy Copeland.

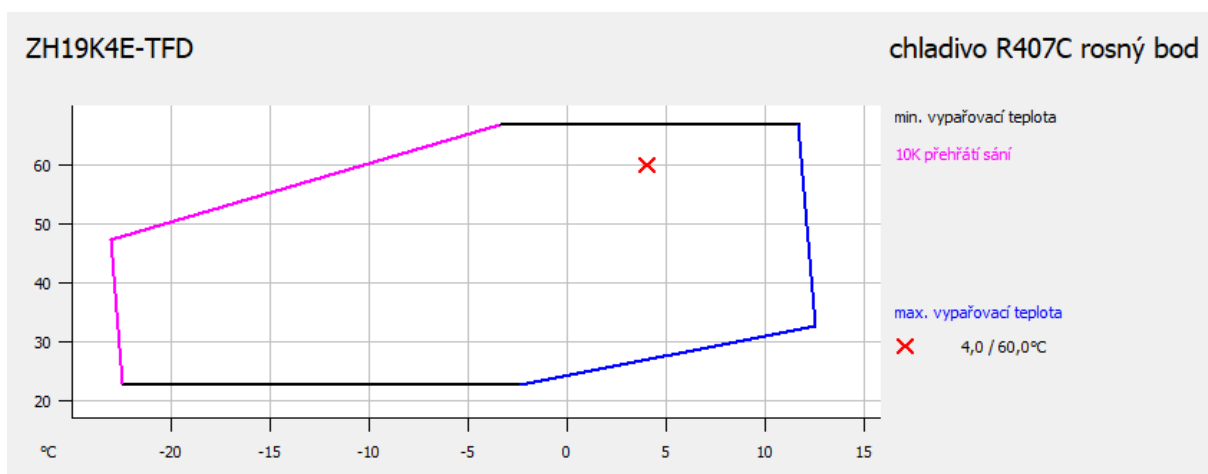
Parametry pro volbu kompresoru	
Topný výkon	7 kW
Chladivo	R407C
Vypařovací teplota	4 °C
Kondenzační teplota	60 °C
Přehřátí v sání	5 K
Podchlazení	4 K

**Tab. 18 parametry volby kompresoru**

Podle těchto parametrů jsem zvolil kompresor Copeland Scroll ZH19K4E-TFD

Topná výkon	7,78
Příkon	2,54 kW
Chladicí faktor	3,07
Proud 400V	4,40 A
Hmotnostní tok	39,7 g/s
Chladicí výkon	5,38 kW
Výkonnost	7,3 m <sup>3</sup> /h
Čistá hmotnost	25 kg
Maximální provozní proud	6 A
Základní krytí	IP 21 (IEC 34)

**Tab. 19 Technické parametry kompresoru Scroll ZH18KVE-TFD**



**Obr. 10 Omezení**

### 13.8 Výparník

Je to tepelný výměník, který je umístěn na vstupní straně TČ. Je do něj přiváděno nízkopotenciální teplo pomocí nemrznoucí směsi. V jeho druhé polovině je umístěn expanzní ventil, který vstřikuje pod vysokým tlakem kapalné chladivo, které se následně odpařuje. Díky tomu je výparník podchlazen na nižší teplotu, než je teplota prostředí, odkud teplo odebíráme. Výměníku existuje celá řada. Pro potřeby TČ se nejvíce hodí deskový výměník. Ten se skládá z nerezových desek, které mají speciální tvarové prolisy a díky jejich tvaru se při složení vytvoří kanálky, kterými odděleně proudí teplotonosné média. [12]

Pro výběr výparníku jsem použil program AlfaSelect CAS 2000 , ve kterém jsem jako vstupní parametry zadával chladicí výkon a teploty oběhu. Pro zadané parametry nejlépe vyhovoval deskový výparník AlfaNova 27-30H. Výpočet a technická dokumentace je přiložena v příloze č. 3.

Zadané parametry	
Chladicí výkon	5,1 kW
Teplota podchlazení	4 K
Kondenzační teplota	60 °C
Vypařovací teplota	4 °C
Teplota vstupní	10 °C
Teplota výstupní	6 °C
Chladivo	R407C

**Tab. 20 Parametry pro volbu výparníku**

AlfaNova 27-30H	
Hmotnost	4,9 kg
Součinitel prostupu tepla	431,3 W/m <sup>2</sup> .K
Průtok vody	0,8416 kg/s
Průtok chladiva	0,1065 kg/s
Počet desek	30
Šířka	112 mm
Výška	310 mm
Tloušťka	83,6 mm

**Tab. 21 Technické parametry výparníku**

### 13.9 Kondenzátor

Jedná se o výměník, který je umístěn na výstupní straně TČ. Do kondenzátoru jsou vháněny stlačené páry, které jsou pod vysokým tlakem a mají vyšší teplotu než topná voda. Zde páry kondenzuje a předávají své teplo chladnější topné vodě. [12]

Pro výběr kondenzátoru jsem použil program AlfaSelect CAS 2000, ve kterém jsem jako vstupní parametry zadával tepelný výkon a teploty oběhu. Pro zadané parametry nejlépe vyhovoval deskový kondenzátor AlfaNova 27-30H. Výpočet a technická dokumentace je přiložena v příloze č.4.

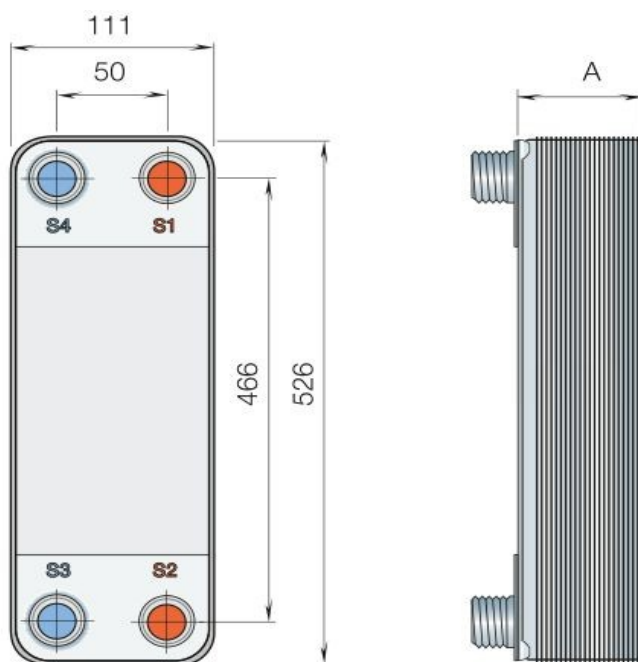
<b>Zadané parametry</b>	
Tepelný výkon	7 kW
Kondenzační teplota	60°C
Teplota vstupní	45°C
Teplota výstupní	55°C
Chladivo	R407C
Topný okruh	voda
Kondenzační tlak	2745 kPa

**Tab. 22 Parametry pro volbu kondenzátoru**

<b>AlfaNova 27-30H</b>	
Hmotnost	5,4 kg
Součinitel prostupu tepla	1508 W/m <sup>2</sup> .K
Průtok vody	0,168 kg/s
Průtok chladiva	0,04 kg/s
Počet desek	30
Šířka	111 mm
Výška	310 mm
Tloušťka	85,6 mm

**Tab. 23 Technické parametry kondenzátoru**





**Obr. 11 Rozměry kondenzátoru a výparníku**

## 14. Zapojení Tepelného čerpadla do stávajícího systému

Zapojení TČ do stávajícího systému je součástí výkresové dokumentace TC-U-1 a TC-ZS-1.

### 14.1 Vyhlobené studny

**Zdrojová studna** je již na pozemku vybudována a voda bude čerpána z hloubky 6m. Celková hloubka studny činní 8m.

**Vsakovací studna** bude vybudována ve vzdálenosti 9 m od zdrojové studny, vhodné umístění nebude problém, díky rozměrnosti pozemku.

Volím vsakovací jímku od firmy Gluc PBS VJ-6

VJ-6	
Objem	6 m <sup>3</sup>
Průměr	2050mm
Celková výška	2262mm
Hmotnost	175kg

**Tab. 24 Vsakovací jímka**

## 15. Návrh hlavního příslušenství systému

### 15.1 Akumulační zásobník

Akumulační zásobník slouží jako zásobník topné vody pro vytápěcí systém. V systému se instaluje mezi tepelné čerpadlo a zásobník TUV. Akumuluje se v něm teplo zdroje. To se do systému vrací tehdy, když je vlivem vysokého tarifu za el. energii tepelné čerpadlo vypnuto, což je dvě hodiny denně. [12]

Volím akumulční zásobník od firmy Dražice - NAD 250 v1

NAD 250 v1	
Objem topné vody v nádrži	265 l
Průměr	584 mm
Výška	1572 mm
Hmotnost	63 kg
Třída energetické účinnosti	C
Max. tlak nádrže	3 bar
Max. teplota topné vody v nádrži	90 °C

**Tab. 25 parametry akumulčního zásobníku NAD 250 v1**

## 15.2 Zásobník TUV

Využívá se pro akumulaci teplé užitkové vody. Pro navržení potřebného objemu se počítá s potřebou 50 l na osobu za den. Pro čtyři osoby to tedy činí 200 l.

Volím zásobník od firmy Dražice OKC 250 NTR/HP se zvětšeným výměníkem pro tepelná čerpadla.

OKC 250 NTR/HP	
Objem	234 l
Aktivní plocha výměníku	17 l
Max. teplota TUV	90 °C
Max. teplota topné vody	110 °C
Max. přetlak nádoby	1 bar
Max. tlak ve výměníku	1 bar
Výška ohřívače	1542 mm
Průměr	584 mm
Hmotnost	119 kg

**Tab. 26 Parametry zásobníku TUV - OKC 250 NTR/HP**

## 15.3 Oběhové čerpadlo

Pro potřeby tepelného čerpadla se používají stejná oběhová čerpadla jako u jiných tepelných soustav. Instalují se vždy dvě a to jedno na vstupu, primární straně s vrtem. Druhé pak na výstupní, sekundární straně v okruhu topné vody. [12]

Potřebný objemový průtok pro TČ:

$$V_{oc} = \frac{Q_t \cdot \tau}{\Delta t \cdot c_v \cdot \rho} \quad (28)$$

kde:

$Q_t$                       potřebný topný výkon čerpadla                      [W]

$\tau$                         časová jednotka                      [s]

$\rho$                         hustota média                      [kg/m<sup>3</sup>]

$c_v$  měrná tepelná kapacita vody [J/kg.K]

$\Delta t$  teplotní spád [°C]

$$V_{o\check{c}} = \frac{Q_t \cdot \tau}{\Delta t \cdot c_v \cdot \rho} = \frac{7000 \cdot 3600}{(55 - 45) \cdot 4180 \cdot 992,18} = 0,608 m^3 / h$$

Volím cirkulační čerpadla od firmy Grundfos ALPHA2 25-40 L. Jsou to malá čerpadla s nejvyšší energetickou třídou „A“, vybavena funkcí AUTOADAPT, která pracuje na principu průběžného zjišťování časových úseků, kdy je potřeba teplé vody. Tyto data shromažďuje a aktualizuje. Podle toho uzpůsobují nastavení a provoz čerpadel.

UP 15-14BA PM	
Napájení	230 VAC
Příkon	5 - 45 W
Průtok	2 m <sup>3</sup> /hod
Max. provozní tlak	10 bar
Max. teplota	110 °C
Min. teplota	2 °C

**Tab. 27 parametry oběhového čerpadla ALPHA2 25-40 L**



**Obr. 12 Oběhové čerpadlo**

## 15.4 Ponorné čerpadlo

Ponorné čerpadlo slouží k čerpání vody ze study do výparníku. Volba závisí na potřebném průtoku a dopravní výšce. Čerpadlo musí být nastaveno, aby při poklesu či přerušení oběhu došlo k odstavení tepelného čerpadla.

### Požadovaný výkon zdroje tepla

$$P_{in} = \frac{Q_t \cdot (\varepsilon_t - 1)}{\varepsilon_t} \quad (29)$$

kde:

$Q_k$  výkon tepelného čerpadla [kW]

$\varepsilon_t$  topný faktor [W]

$$P_{in} = \frac{Q_t \cdot (\varepsilon_t - 1)}{\varepsilon_t} = \frac{7 \cdot (3,79 - 1)}{3,79} = 5,1 kW$$

### Potřebný průtok vody v primárním okruhu

$$m_v = \frac{P_{in}}{c_v \cdot (t_{s1} - t_{v2})} \quad (30)$$

kde:

$P_{in}$  Výkon zdroje tepla [kW]

$c_v$  Měrná tepelná kapacita vody [J.K<sup>-1</sup>.kg<sup>-1</sup>]

$t_{s1}$  Teplota vody ze studny [°C]

$t_{v2}$  teplota výstupní vody z výparníku [°C]

$$m_v = \frac{P_{IN}}{c_v \cdot (t_{s1} - t_{v2})} = \frac{5,1}{4,18 \cdot (10 - 6)} = 0,31 \text{ l / s} = 1,1 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Podle vypočtených parametrů volím.

AQUACUP - BUCK 900	
Jmenovitý průtok	1,44 m <sup>3</sup> /hod
Maximální výška	60 m
Příkon	0,3 kW
Maximální tlak	6 bar

**Tab. 28 Parametry ponorného čerpadla**

### 15.5 Sběrač a rozvaděč topného okruhu

Sběrač a rozvaděč topného okruhu slouží k rozvodu teplé vody do podlahového vytápění, či k topným tělesům.

Volím rozdělovač od firmy Novaservis RZP06S 2-12 okruhů. Vhodný pro podlahové vytápění.

### 15.6 Záložní topné těleso

Slouží jako záložní zdroj tepla pro ohřev topné vody v akumulčním zásobníku a dohřev TUV v zásobníku TUV na požadovanou teplotu v případě, že vypadne tepelné čerpadlo.

Volím topné těleso poniklované 1f s termostatickou hlavicí, typu D od firmy Regulus s topným výkonem 2 kW, pro oba zásobníky.



**Obr. 13 Topné těleso**

## 15.7 Expanzní nádoba

Expanzní nádoba slouží k vyrovnání změn objemu kapalin z důvodů změn jejich teplot v systému.

Volím expanzní nádobu od firmy Reflex NG 18/6.

NG 18/6	
Objem	16 l
Max. provozní tlak	6 bar
Výška	345 mm
Průměr	280 mm
Připojení	závitové

**Tab. 29 Parametry expanzní nádoby NG 18/6**

## 16. Ekonomické zhodnocení

Návratnost investic do tepelného čerpadla se skládá ze dvou částí a to primární investice v podobě zakoupení tepelného čerpadla a jeho instalace. Jako sekundární pak musíme uvažovat roční náklady na jeho provoz a údržbu. Díky cenám el. energie se provozní náklady mohou zvýšit, ale také snížit. S ohledem na nízkou cenu plynu a pořizovací náklady na kondenzační kotle je třeba zvážit, jakou variantu vytápění si zvolit.

### 16.1 Investiční náklady

Do celkových investičních nákladů zahrnujeme nákup všech dílů TČ a dílů pro připojení do otopného systému. V ceně je i zahrnut výkop studny. Při pořizování TČ je možnost požádat o dotaci v programu „Zelená úsporám“, ta se však nevztahuje na plynový kotel, který je již v domě instalován.

Komponenty TČ	Typ	Cena
Kompresor	ZH19K4E-TFD	24582 Kč
Výparník	AlfaNova HP27-30H	43774 Kč
Kondenzátor	AlfaNova HP27-30H	43774 Kč
Termostatický expanzní ventil	TMV-R22/R407C	1 136 Kč
Presostat - nízkotlaký	KP35	1 128 Kč
Presostat - vysokotlaký	KP7W	1 108 Kč
Filtrdehydrátor	DML 305S	1 359 Kč
Průhledítka	SGP 10s N	822 Kč
Sběrač kapalného chladiva	EFM 4.2	1 561 Kč
Akumulační zásobník	NAD 250 v1	5 763 Kč
Zásobník TUV	OKC 250 NTR/HP	11 204 Kč
Oběhová čerpadla	ALPHA2 25-40 L	2 633 Kč
Ponorné čerpadlo	BUCK 900	2 222 Kč
Sběrač a rozvaděč topného okruhu	RZP06S 2-12	3 359 Kč
Záložní topné tělesa	Typ D	7 300 Kč
Expanzní nádoba	NG 18/6	792 Kč
Cu trubky		
ø 18	120 Kč/m	720 Kč
ø 8	60,9 Kč/m	182,7 Kč
ø 10	77,9 Kč/m	233,7 Kč
Cu potrubí kolena 90°		556 Kč
Chladivo	R407C	1310,4 Kč
Izolace potrubí		320 Kč
Hloubení studny		30 000 Kč
Rám TČ		2 100
Spojovací materiál		400
Krytí rámu	500x500x800	3580
Protihluková deska tl. 25mm	430x730	255
Ostatní komponenty		24 500
		<b>216 675 Kč</b>

**Tab. 30 Investiční náklady**



## 16.2 Provozní náklady

Pro výpočet provozních nákladu vycházím z dané lokality a z hodnot z meteonormu, které udávají konkrétní klimatické údaje pro jednotlivé hodiny v roce. Pro tepelná čerpadla platí zvýhodněný tarif D56d po dobu 22 hodin.

Tepelná ztráta objektu	5,939kW
Roční spotřeba energií na vytápění	13820kW
Roční potřeba energií na ohřev TV	3700kW
Příkon kompresoru	2,54kW
Ostatní spotřeba el. energie	2400kW

### 16.2.1 Roční náklady na provoz plynového kotle

Pro roční náklady byl vytvořen modelový rok s klimatickými údaji pro oblast Ostravska, pomocí programu Excel. Tarif pro plynový kotel je D01d. Ceny za jednotku jsou uvedeny pro dodavatele energií ČEZ a.s..

Provozní náklady na plynový kotel				
Energie	Spotřeba	Jednotka	Cena za jednotku	Cena celkem
Náklady na vytápění a ohřev TUV	17520	kWh	1,95	34164 Kč
Stálá platba	12	měsíc	89,8	1077,6 Kč
Ostatní spotřebiče	2400	kWh	4,82	11568 Kč
Jistič 3x32 A	12	měsíc	9,68	116,2 Kč
				<b>46925,8 Kč</b>

**Tab. 31 Provozní náklady plynového kotle**

### 16.2.1 Roční provozní náklady na tepelné čerpadlo

Pro roční náklady byl vytvořen modelový rok s klimatickými údaji pro oblast Ostravska, pomocí programu Excel. Pro provoz tepelného čerpadla se využívá zvýhodněná sazba za el. energii D56d. Spotřeba el. energie je spočítána z hodinových potřeb pro daný den. Ceny za jednotku jsou uvedeny pro dodavatele energie ČEZ a.s..

Provozní náklady na tepelné čerpadlo				
Energie	Spotřeba	Jednotka	Cena za jednotku	Cena celkem
Náklady na provoz vytápění + čerpadla	2351,6	kWh	2,4	5 644 Kč
Náklady na ohřev TUV	935,5	kWh	2,4	2 245 Kč
Ostatní spotřebiče	2400	kWh	2,4	5 760 Kč
Jistič 3x32 A	12	měsíc	363	4 356 Kč
				<b>18 005 Kč</b>

**Tab. 32 Provozní náklady TČ**

### 16.3 Roční úspora

Roční úspora je vypočítána jako rozdíl mezi ročními náklady na plynový kotel a ročními náklady na tepelné čerpadlo.

$$RU = CRN_{PK} - CRN_{TČ} \quad (32)$$

kde:

$CRN_{PK}$  celkové roční náklady plynového kotle [Kč]

$CRN_{TČ}$  celkové roční náklady tepelného čerpadla [Kč]

$$RU = CRN_{PK} R_u = CRN_{PK} - CRN_{TČ} = 46925,8 - 18005 = 28921 \text{ Kč}$$

## 16.4 Doba návratnosti

Doba návratnosti je vypočítána jako rozdíl mezi investičními náklady na pořízení tepelného čerpadla a ročními úsporami.

$$DN = \frac{IN_{TČ}}{RU} \quad (33)$$

kde:

$IN_{TČ}$  Investiční náklady na pořízení tepelného čerpadla [Kč]

$$DN = \frac{IN_{TČ}}{RU} = \frac{216675}{28921} = 7,49 \text{ let}$$

## 16.5 Uspořené náklady

U tepelných čerpadel se počítá s životností okolo 25 let. Pro tuto dobu se vypočítají uspořené náklady jako doba návratnosti odečtená od doby životnosti, vynásobena roční úsporou.

$$UN = (DŽ - DN) \cdot RU \quad (34)$$

kde:

$DŽ$  Doba životnosti TČ [Rok]

$$UN = (DŽ - DN) \cdot RU = (25 - 7,49) \cdot 28005 = 490368 \text{ Kč}$$

## 17. Environmentální zhodnocení

Pro vyhodnocení dopadu na životní prostředí musíme vycházet z vyhlášky č.425/2004 Sb, která stanovuje hodnoty emisních faktorů jak pro tepelné čerpadlo, tak pro plynový kotel.

Zdroj	SO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	TZL	CO	CO <sub>2</sub>	Organické látky
Elektřina (kg/GJ)	0,489376	0,415698	0,02591	0,0393	325	0,03086
Zemní plyn (kg.10 <sup>-6</sup> .m <sup>3</sup> )	35	200	5	100	200	64

Tab. 33 Environmentální zhodnocení

Přepočet spotřeby:

Zemní plyn 15606 kWh = 1479,2 m<sup>3</sup>

Elektrická energie 3287,1 kWh = 11,83 GJ

### Vzorový výpočet emisí TZL pro tepelné čerpadlo

$$E_{TZL} = TZL \cdot P_{TČ} \quad (35)$$

kde:

$P_{TČ}$  Spotřeba elektrické energie [GJ]

$$E_{TZL} = TZL \cdot P_{TČ} = 0,02591 \cdot 11,83 = 0,306515 \text{ kg / rok}$$

### Vzorový výpočet emisí TZL pro plynový kotel

$$E_{TZL} = TZL \cdot P_{PK} \quad (36)$$

kde:

$P_{PK}$  Spotřeba zemního plynu [m<sup>3</sup>]

$$E_{TZL} = TZL \cdot P_{PK} = 5 \cdot 10^{-6} \cdot 1479,2 = 0,0074 \text{ kg / rok}$$

Zdroj	SO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	TZL	CO	CO <sub>2</sub>	Organické látky
Elektrina (kg/GJ)	5,78932	4,91771	0,306515	0,46492	3844,75	0,365074
Zemní plyn (kg.10 <sup>-6</sup> .m <sup>3</sup> )	0,051797	0,29598	0,0073995	0,14799	0,29598	0,0947136
Rozdíl emisí	5,737523	4,62173	0,299116	0,31693	3844,45	0,27036

**Tab. 34 Množství emisí vypuštěných ze zdroje**

Z rozdílu patrně vyplývá že při instalaci TČ nesnížíme emisní hodnoty. Je však potřeba si uvědomit, že tyto emise nevznikají prací samotného čerpadla, ale jsou důsledkem výroby elektrické energie. V budoucnu tedy můžeme počítat s nárůstem využití obnovitelných zdrojů pro výrobu el. energie, tedy s poklesem emisí pro TČ.

## 18. Modelový výpočet tepelného čerpadla

Pro modelový výpočet tepelného čerpadla jsem použil navrhovaný rodinný dům, jeho bližší charakteristiky jsou popsány v další kapitole. Rovněž jsem využil hodnoty teplot získané z programu meteonorm. Získal jsem tak hodnoty v hodinách a z toho jsem vypočítal roční výsledné hodnoty.

### 18.1 Základní parametry pro výpočet tepelného čerpadla

Při výpočtu jsem vycházel z tepelné ztráty domu, která činí 5,939kW. Rovněž jsem využil hodnot z meteonormu. Průměrná vnitřní výpočtová teplota je 20°C a venkovní -15°C pro oblast Ostravska. Teplotní spád topného systému je 55/35°C.

Tepelná ztráta objektu	5939 W
Součinitel provozu tepelného čerpadla	1,09
Vnitřní výpočtová teplota	20 °C
Vnější výpočtová teplota	-15 °C
Teplota vstupní otopné vody	55 °C
Teplota vratné otopné vody	35 °C

**Tab. 35 Základní parametry**

### 18.2 Meteorologická data

Data jsou čerpána z meteonormu. Jedná se o hodinové zápisy venkovních teplot v průběhu celého roku pro oblast Ostravska. V tabulce č. 36 jsou uvedeny průměrné hodnoty jednotlivých měsíců pro tuto oblast.

Měsíc	Leden	Únor	Březen	Duben	Květen	Červen
Průměrná Teplota	-1,88°C	-0,05°C	3,28°C	8,61°C	14,33°C	16,78°C
	Červenec	Srpen	Září	Říjen	Listopad	Prosinec
	18,50°C	18,58°C	13,33°C	9,36°C	4,19°C	-1,07°C

**Tab. 36 Průměrné měsíční teploty**

### 18.3 Základní příklady výpočtů

vzorový příklad je vypočten pro den 11.1 a hodinu 10:00.

#### Teplota otopné vody

$$T_{\text{otop}} = \frac{T_{\text{IN}} - T_{\text{TUV}}}{T_{\text{IN}} - T_{\text{OUT}}} \cdot T_{\text{VZD}} + \left( T_{\text{IN}} - \left( \frac{T_{\text{IN}} - T_{\text{TUV}}}{T_{\text{IN}} - T_{\text{OUT}}} \cdot T_{\text{IN}} \right) \right) \quad (37)$$

kde:

$T_{\text{IN}}$  průměrná vnitřní teplota [°C]

$T_{\text{TV}}$  teplota teplé užitkové vody [°C]

$T_{\text{OUT}}$  výpočtová venkovní teplota [°C]

$T_{\text{VZD}}$  teplota venkovního vzduchu [°C]

$$T_{\text{otop}} = \frac{T_{\text{IN}} - T_{\text{TV}}}{T_{\text{IN}} - T_{\text{OUT}}} \cdot T_{\text{VZD}} + \left( T_{\text{IN}} - \left( \frac{T_{\text{IN}} - T_{\text{TV}}}{T_{\text{IN}} - T_{\text{OUT}}} \cdot T_{\text{IN}} \right) \right) = \frac{20 - 55}{20 - (-15)} \cdot (-3,3) + \left( 20 - \left( \frac{20 - 55}{20 - (-15)} \cdot 20 \right) \right) \\ = 43,3^{\circ}\text{C}$$

#### Topný faktor

$$\varepsilon_t = \varepsilon_{\text{ch}} + 1 \quad (38)$$

kde:

$\varepsilon_{\text{ch}}$  chladicí faktor [-]

$$\varepsilon_t = \varepsilon_{\text{ch}} + 1 = 2,69 + 1 = 3,69$$

### **Příkon kompresoru pro vytápění**

$$P_V = \frac{Q_V}{\varepsilon_t} \quad (39)$$

kde:

$$\varepsilon_t \quad \text{topný faktor} \quad [-]$$

$$Q_V \quad \text{potřebné teplo pro vytápění} \quad [W]$$

$$P_V = \frac{Q_V}{\varepsilon_t} = \frac{4313,1}{6,76} = 667,7W$$

### **Příkon kompresoru pro vytápění + oběhové a ponorné čerpadlo čerpadla**

$$Q_{el,K} = P_V \cdot P_{o\check{c}} \quad (40)$$

kde:

$$P_V \quad \text{příkon kompresoru pro vytápění} \quad [W]$$

$$P_{o\check{c}} \quad \text{příkon oběhového čerpadla} \quad [W]$$

$$P_{V,o\check{c}} = P_V \cdot P_{o\check{c}} = 667,7 + 320 = 987,7W$$

### **Příkon kompresoru pro ohřev TUV**

$$Q_{el,TUV} = \frac{Q_{TUV}}{\varepsilon_{T55}} \quad (41)$$

kde:

$$Q_{TUV} \quad \text{potřebné teplo pro ohřev TUV} \quad [W]$$

$$\varepsilon_{T55} \quad \text{topný faktor pro TUV=55} \quad [^{\circ}C]$$

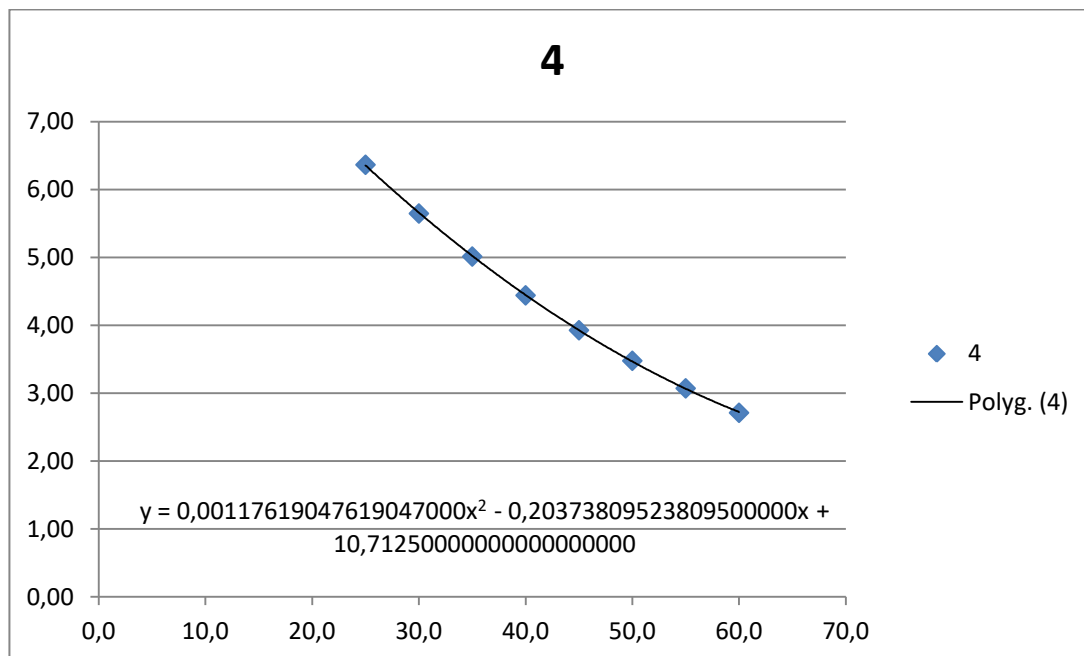
$$Q_{el,TUV} = \frac{Q_{TUV}}{\varepsilon_{T55}} = \frac{416,5}{3,04} = 137W$$

## 19. Výpočet chladicího faktoru

Chladicí faktor závisí na teplotě venkovního vzduchu a na teplotě topné vody vypočítané pro danou hodinu, daného dne. Pro kompresor Scroll ZH19K4E-TFD již od výrobce známe chladicí faktor pro teploty TUV 17 - 65 °C a venkovní teploty -25 - 20 °C. Uvedeny v příloze č. 2. Ve výpočtu byly provedeny polynomické spojnice trendů, pomocí kterých zjistíme aktuální chladicí faktor pro teplotu TUV a pro venkovní teplotu v jednotlivých hodinách.

Rovnice regrese pro konstantní teplotu čerpané vody 10°C.

$$y = 0,00117619047619048 \cdot x^2 - 0,203738095238096 \cdot x + 10,7125$$



**Obr. 14 Regresní rovnice pro výpočet chladicího faktoru**

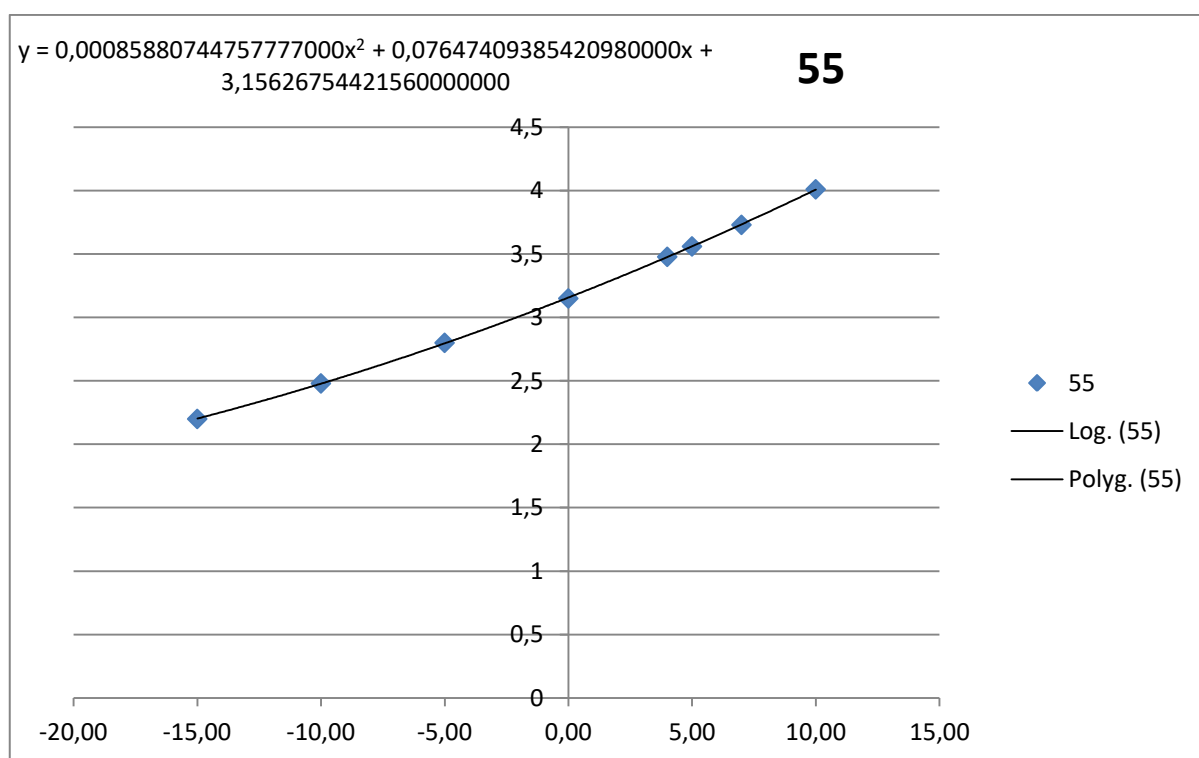


## 20. Výpočet topného faktoru pro TUV= 55°C

Topný faktor je stejně jako chladicí faktor závislý na teplotě venkovního vzduchu v danou hodinu daného dne a konstantní teplotě topné vody 55 °C. Ve výpočtu byly provedeny polynomicke spojnice trendů, pomocí kterých zjistíme při různých teplotách venkovního vzduchu aktuální topný faktor.

Regresní rovnice pro TUV= 55 °C.

$$y = 0,00085880744757777 \cdot x^2 + 0,0764740938542098 \cdot x + 3,1562675442156$$



Obr. 15 Regresní rovnice pro výpočet chladicího topného pro TUV=55°C

## 21. Výpočet celoročního topného faktoru

Celoroční topný faktor je vypočítán z rozdílu součtu ročních potřeb energií na vytápění a přípravu TUV a součtu roční spotřeby el. energie pro vytápění a ohřev TUV.

$$\varepsilon_{T,celk} = \frac{Q_V + Q_{TUV}}{Q_{el,K} + Q_{el,TUV}} \quad (42)$$

kde:

$Q_V$                       potřebné teplo pro vytápění                      [kWh]

$Q_{TUV}$                       potřebné teplo pro ohřev TUV                      [kWh]

$Q_{el,K}$                       spotřeba el. energie kompresorem a oběhovým čerpadlem                      [kW]

$Q_{el,TUV}$                       spotřeba el. energie pro ohřev TUV                      [kW]

$$\varepsilon_{T,celk} = \frac{Q_V + Q_{TUV}}{Q_{el,K} + Q_{el,TUV}} = \frac{13820 + 3700}{3526 + 1096} = 3,79$$

### 21.1 Výpočet celoročního topného faktoru pro vytápění

Celkový roční topný faktor se vypočte jako rozdíl celkové potřeby tepla a spotřeby el. energie pro vytápění.

$$\varepsilon_{T,celk,V} = \frac{Q_V}{Q_{el,K}} = \frac{13820}{3526} = 3,9 \quad (43)$$

### 21.2 Výpočet celoročního topného faktoru pro ohřev TUV

Celkový roční topný faktor se vypočte jako rozdíl celkové potřeby tepla a spotřeby el. energie pro ohřev TUV.

$$\varepsilon_{T,celk,TUV} = \frac{Q_{TUV}}{Q_{el,TUV}} = \frac{3700}{1096} = 3,36 \quad (44)$$

## 22. Závěr

Ve své diplomové práci se zabývám návrhem tepelného čerpadla voda-voda pro vytápění a přípravu TUV v rodinném domě. Tento dům se nachází v obci Dolní Lhota na Ostravsku.

Úvodem se dostávám k historickému vývoji tepelných čerpadel a chladiv. Dále pak k jejich principu a možným zdrojům nízkopotenciálního tepla. Zde je popsáno, jaké druhy čerpání energie z vody máme. Poté se dostáváme k stanovení bivalentního provozu čerpadla, kdy navrhované čerpadlo bude pracovat jako monovalentní zdroj tepla v domácnosti.

Ve druhé části se zabývám stanovením tepelných ztrát domu a to podle normy ČSN 06 0210. Venkovní výpočtová teplota je  $-15\text{ °C}$  a délka otopného období byla stanovena na 220 dní. Celková tepelná ztráta pro rodinný dům činní  $Q_c = 5,939\text{ kW}$ . Pro výpočet potřeby tepla pro ohřev TUV a celkové potřeby tepla pro vytápění jsem v Excelu vytvořil modelový klimatický rok s hodinovými údaji o venkovní teplotě a teplotě vody ve vodovodu pomocí programu Meteonorm. Celková potřeba tepla pro TUV  $Q_{TUV} = 3700\text{ kWh}$  a celková potřeba tepla pro vytápění  $Q_v = 13820\text{ kWh}$ . Celková potřeba tepla tak činí  $Q_c = 17520\text{ kWh}$ .

V další části se dostávám k samotnému návrhu tepelného čerpadla. Jako chladivo jsem zvolil zeotropní R407C. Výpočet tepelného oběhu jsem provedl ve výpočtovém programu Engineering Equation Solver (EES). V tomto programu jsem vypočetl hlavní parametry jako je: topný a chladicí výkon, izoentropický příkon, izoentropická měrná práce, entalpie a teploty tepelného oběhu čerpadla. Následně jsem vypočetl potřebné průměry potrubí.

Dále jsem se věnoval volbě a návrhu hlavních komponentů tepelného čerpadla, které jsou nezbytné pro jeho provoz, jako (např. výměníky tepla, kompresor, termostatický expanzní ventil, presostat).

Pro investiční náklady jsem spočetl celkovou cenu za jednotlivé komponenty na **216 675 Kč**. O dotaci není možno požádat, z důvodu aktuální instalace plynového kotle. Pro porovnání provozních nákladů a environmentálního dopadu jsem použil stávající plynový kotel. Roční úspora činí 28 921 Kč. Doba návratnosti finanční investice vyšla na 7,49 let. Při životnosti 25 let pak celková úspora je **490 368 Kč**. Při environmentálním zhodnocení tepelné čerpadlo nevychází jako čistější zdroj a to proto, že majoritní podíl na výrobě elektrické energie v ČR mají neobnovitelné zdroje a to především uhlí. Tepelné čerpadlo jako takové neprodukuje žádné emise.

V poslední část jsem se zaměřil na modelový výpočet klimatických podmínek, od kterých se odvíjí topný a chladicí faktor, příkon kompresoru a ohřev TUV.

V závěru bych se chtěl dostat k celkovému zhodnocení přínosu tepelného čerpadla voda-voda. Přes vysoké pořizovací náklady v dlouhodobém horizontu můžeme počítat, při správném navržení a provozu, s velkou finanční úsporou. S rostoucím podílem obnovitelných zdrojů bude klesat i dopad na životní prostředí, je však otázkou, jaký trend nastane u ceny el. energie.

## 23. Použitá literatura

- [1] ČSN 06 0210. Výpočet tepelných ztrát budovy při ústředním vytápění. 1994. ČKD DUKLA, a.s., Praha: Český normalizační institut.
- [2] SRDEČNÝ, Karel. Tepelná čerpadla. 1. vyd. Praha: EkoWATT, 2009, 71 s. ISBN 978-80-87333-02-0
- [3] Tepelná čerpadla pro každého (I). Tzb-info [online]. 2002 [cit. 2018-02-15]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/953-tepelna-cerpadla-pro-kazdeho-i>
- [4] Tepelná čerpadla pro každého (II). Tzb-info [online]. 2002 [cit. 2018-02-22]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/957-tepelna-cerpadla-pro-kazdeho-ii>
- [5] Termostatický expanzní ventil TEV. Schiessl [online]. [cit. 2018-04-2]. Dostupné z: <https://www.schiessl.cz/soubor-honeywell-termostaticke-expanzni-ventily-tmv-tmvx-62-.pdf>
- [6] FORMÁNEK, Marian. Vývoj energeticky úsporných chladicích zařízení. Vutb [online]. Dostupné z: <http://www.vutium.vutbr.cz/tituly/pdf/ukazka/978-80-214-3798-2.pdf>
- [7] Historický vývoj tepelných čerpadel v ČR a EU. Asb-portal [online]. Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/tzb/vytapani/historie-avyvoj-tepelnych-cerpadel-vcr-aeu>
- [8] Měděné trubky. Tzb-info [online]. [cit. 2018-03-22]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/36-medene-trubky>
- [9] KAMINSKÝ, J.; VRTEK M.; Obnovitelné zdroje energie. Ostrava: VŠB -TU Ostrava, 1998. 102 s. ISBN 80-7078-445-8
- [10] Projektování a instalace tepelných čerpadel. 2015. STIEBEL ELTOR
- [11] Provozní režimy tepelného čerpadla. Ateg tepelná technika [online]. [cit. 2018-04-2]. Dostupné z: <https://www.ateg.cz/poradna/jak-funguje-tepelne-cerpadlo/>
- [12] ŽERAVÍK, A. Stavíme tepelné čerpadlo. 1 Kroměříž: Žeravík A., 2003. ISBN 80-239-0257-X
- [13] Studijní podklady z předmětu AOZE
- [14] Technická dokumentace domu

## **24. Seznam příloh**

Příloha č. 1 - Výpočet tepelného oběhu v EES

Příloha č. 2 - Technická dokumentace kompresoru

Příloha č. 3 - Technická dokumentace výparníku

Příloha č. 3 - Technická dokumentace kondenzátoru

## **25. Seznam výkresové dokumentace**

TC - U - 1	Umístění tepelného čerpadla
------------	-----------------------------

TC - ZS - 1	Zapojení systému
-------------	------------------

TC - STC - 1	Sestava tepelného čerpadla
--------------	----------------------------

## Příloha č. 1 - Výpočet tepelného oběhu v EES

$Q_t=15$	"topný výkon"
$T_v=4$	"vypařovací teplota (za výparníkem)"
$T_k=60$	"kondenzační teplota (za kondenzátorem)"
$\Delta T=5$	"přehřátí v sání"
<b>"chladio R407C"</b>	
$p_o=\text{Pressure}(\text{R407C}; T=T_v; x=1)$	"vypařovací tlak"
$p_k=\text{Pressure}(\text{R407C}; T=T_k; x=0)$	"kondenzační tlak"
$h_1=\text{Enthalpy}(\text{R407C}; P=p_o; x=1)$	"entalpie na vstupu do kompresoru"
$h_2=\text{Enthalpy}(\text{R407C}; P=p_k; s=s_1)$	"entalpie po kompresi v kompresoru"
$h_3=\text{Enthalpy}(\text{R407C}; P=p_k; x=0)$	
$h_4=h_3$	
$s_1=\text{Entropy}(\text{R407C}; P=p_o; x=1)$	
$s_3=\text{Entropy}(\text{R407C}; T=T_k; x=0)$	
$s_4=\text{Entropy}(\text{R407C}; P=p_o; h=h_4)$	
$T_1=\text{Temperature}(\text{R407C}; P=p_o; x=1)$	
$T_2=\text{Temperature}(\text{R407C}; h=h_2; P=p_k)$	
$T_3=\text{Temperature}(\text{R407C}; P=p_k; x=0)$	
$T_4=\text{Temperature}(\text{R407C}; P=p_o; h=h_4)$	
$q_o=h_1-h_4$	"hmotnostní chladivost"
$q_k=h_2-h_3$	"hmotnostní topivost"
$a_{ie}=h_2-h_1$	"izoentropická měrná práce"
$m=Q_t/q_k$	"izoentropická měrná práce"
$\epsilon_{psT}=q_k/a_{ie}$	"ídelaní topný faktor"
$\epsilon_{ps_o}=q_o/a_{ie}$	"skutečný topný faktor"
$\{\epsilon_{psT}=\epsilon_{ps_o}+1\}$	
$\sigma=p_k/p_o$	"kompresní poměr"
$Q_t=m*q_k$	"topný výkon"
$Q_{ch}=m*q_o$	"chladičí výkon"
$P_{ie}=m*a_{ie}$	"izoentropický příkon"
$Kontrola=Q_t-Q_{ch}-P_{ie}$	
<b>"VYPOCET PRUMERU POTRUBI"</b>	
$\rho_{o1}=\text{Density}(\text{R407C}; T=T_1; x=1)$	
$\rho_{o2}=\text{Density}(\text{R407C}; T=T_2; s=s_1)$	
$\rho_{o3}=\text{Density}(\text{R407C}; T=T_3; x=0)$	
$V_1=1/\rho_{o1}$	"objem chladiva na 1 kg"
$V_2=1/\rho_{o2}$	"objem chladiva na 1 kg"

$$V3=1/\rho_3$$

"objem chladiva na 1 kg"

$$m_{h1}=m \cdot 3600$$

"hmotnostní průtok chladiva"

$$w_{s1}=9 \text{ [m/s]}$$

"rychlost v sacím potrubí"

$$w_{v2}=10 \text{ [m/s]}$$

"rychlost ve výtlačném potrubí"

$$w_{k3}=0,6 \text{ [m/s]}$$

"rychlost v kapalinovém potrubí"

$$v_{s1}=m_{h1} \cdot V1$$

"sací objemový průtok kompresoru"

$$S_{s1}=v_{s1}/(w_{s1} \cdot 3600)$$

"průřez sacího potrubí"

$$d_{s1}=(\sqrt{4 \cdot S_{s1}/\pi}) \cdot 1000$$

"vnitřní průměr sací trubky"

$$v_{v2}=m_{h1} \cdot V2$$

"výtlačný objemový průtok"

$$S_{v2}=v_{v2}/(w_{v2} \cdot 3600)$$

"průřez výtlačného potrubí"

$$d_{v2}=(\sqrt{4 \cdot S_{v2}/\pi}) \cdot 1000$$

"vnitřní průměr výtlačné trubky"

$$v_{k3}=m_{h1} \cdot V3$$

"kapalinový objemový průtok"

$$S_{k3}=v_{k3}/(w_{k3} \cdot 3600)$$

"průřez kapalinového potrubí"

$$d_{k3}=(\sqrt{4 \cdot S_{k3}/\pi}) \cdot 1000$$

"vnitřní průměr kapalinové trubky"



## Příloha č. 2 - Technická dokumentace kompresoru

verze 7.16 / 43025 (10/17)

www.emersonclimate.eu

8 kvíten 2018

### **Copeland Selection Software**

CHLADIVO

R407C rosný bod

Provozní podmínky:

vypařovací teplota:

4,0°C

kondenzační teplota:

60,0°C

podchlazení:

4,0K

přehřátí v sání:

5,0K

požadovaný topný výkon:

7,0 kW

Doporučený kompresor:

ZH19K4E-TFD

#### **PARAMETRY PODLE ZADÁNÍ ZH19K4E-TFD údaje při 50 Hz**

topný výkon kW	7,78
příkon kW	2,54
chl.faktor	3,07
proud 400V, A	4,40
hm. tok g/s	39,70
chladič. výkon kW	5,38

#### **MECHANICKÉ ÚDAJE KOMPRESORU**

počet válců 1	výkonnost, m <sup>3</sup> /h 7.31
délka/šířka, mm 243/242	výška, mm 387
hmotnost netto, kg 25	hr. hmotnost, kg 29
sací hrdlo, " 3/4	hrdlo výtlak, " 1/2
náplň oleje, lt 1.48	těžká PED 1
vnitřní volný objem, lt 2.9	vysokotlaká PS, bar(přetl) 32
nízkotlaká PS, bar (přetl) 20	nízkotlaká TS, max., °C 50
rozměry základny (otvorů), mm 190 x 190 (8.5)	
hl.akustického tlaku v 1 m (HT), dB(A) 60	
hl.akustického výkonu (HT), dB(A) 71	

#### **ELEKTRO ÚDAJE KOMPRESORU (380/420V - 3~ - 50Hz)**

max. provozní proud, A 6	proud nakrátko, A 32
odpor vinutí 5.94	základní krytí IP 21 (IEC 34)

Select 7.16

Soubor Nastavení Zobrazení Nástroje Připojit Nápvěda

**chladio**  
R407C  
rosný bod  
**napájení**  
50 Hz 60 Hz  
380/420V - 3~ - 50Hz

**požadavek**  
7,00 kW  
**vlastní výběr**  
ZH19K4E-TFD

vypařovací teplota °C 4,00  
přehřátí sání K 5,00  
kondenzační teplota °C 60,00  
podchlazení K 4,00

Kompresory Kond.jednotky díly naše te

**Copeland Scroll**

**údaje** tabulky omezení výkres nabídka pro výběr tisk/export technické údaje příslušenství kód motoru poznámky

VÝKON PŘI ZADANÝCH PODM. 4,0 / 60,0 °C

kompresor	ZH19K4E-TFD
topný výkon kW	7,78
příkon kW	2,54
chl.faktor	3,07
proud 400V, A	4,40
hm. tok g/s	39,70
chladič výkon kW	5,38

**Copeland**  
Semi-Hermetic

☒ klimatizace  
☒ chlazení  
☒ vytápění  
☒ Standard  
☒ vstřík par  
☒ zpětné využití tepla  
☒ přešle verze

model: ZB15KCE-TFD				chladiivo: R407C rosný bod							S.I.
přeohřátí v sání 5,0K				podchlazení 4,0K							50Hz
vypařovací teplota °C											
	-25,0	-20,0	-15,0	-10,0	-5,0	0,0	5,0	7,0	10,0	12,5	
výkon kW											
15,0	*2,21	*2,82	*3,53	*4,36	*5,31	*6,40					
20,0	*2,05	*2,65	*3,35	*4,17	*5,10	*6,16					
25,0	*1,89	*2,48	*3,16	*3,96	*4,86	*5,90	*7,07	*7,57			
30,0	*1,71	*2,29	*2,96	*3,73	*4,61	*5,61	*6,75	*7,24	*8,02	*8,71	
35,0	*1,53	*2,10	*2,74	*3,49	*4,34	*5,31	*6,40	*6,88	*7,64	*8,31	
40,0	*1,34	*1,89	*2,51	*3,22	*4,04	*4,97	*6,03	*6,49	*7,23	*7,87	
45,0		*1,66	*2,26	*2,94	*3,72	*4,62	*5,64	*6,08	*6,78	*7,41	
50,0			*1,99	*2,64	*3,38	*4,24	*5,21	*5,63	*6,31	*6,91	
55,0				*2,32	*3,02	*3,83	*4,75	*5,16	*5,81	*6,39	
60,0					*2,64	*3,39	*4,27	*4,65	*5,27	*5,82	
65,0						*2,93	*3,76	*4,12	*4,70	*5,23	

### Příloha č. 3 - Technická dokumentace výparníku

**vypar**

File Liq/Liq 2-phase **Evap** Cond Design

Capacity: 5.100 [kW] Margin: 0.00 %

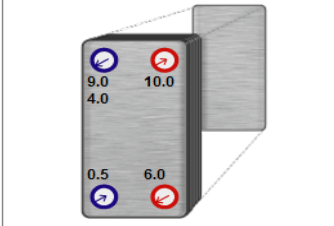
Liquid Cooling Vapourizing  
Direct expansion

SubC: 4.0 [K]  
Cond temp: 60.0 [°C]

In temp: 10.0 [°C]  
Out temp: 6.0 [°C]  
Evap temp: 4.0 [°C]  
SuperH: ☒ 5.0 [K]  
Out press: 5.269 [bara]  
Flow: 0.3031 [kg/s]  
Max pr. drop: 100.0 [kPa]  
Max pr. drop: 450.0 [kPa]

Water R407C  
Mixture Profile

AlfaNova REF Evaporator **Calculate**



Options...

All Products  
PED  
Hot inlet: S1  
Designed for: REF inch  
Regions: Europe

Picture In/Outlets Temp. profile

**Results** Units Groupings

#	Product	%	kPa	kPa	Grouping	Plates	Note
1	AlfaNova 400	2.41	4.583	5.739	1*3L/1*2L	6	⚠
1	AlfaNova HP 400	2.41	4.583	5.739	1*3L/1*2L	6	⚠
1	AlfaNova 76	1.79	7.787	13.64	1*5AH/1*4AE	10	⚠
1	AlfaNova HP 76	1.79	7.787	13.64	1*5AH/1*4AE	10	⚠
1	AlfaNova 52	4.40	22.29	21.97	1*7H/1*6H	14	⚠
1	AlfaNova HP 52	4.40	22.29	21.97	1*7H/1*6H	14	⚠
1	AlfaNova 27	0.848	1.408	2.020	1*25H/1*24H	50	⚠
1	AlfaNova HP 27	0.853	1.408	2.021	1*25H/1*24H	50	⚠
1	AlfaNova 76L	0.181	0.1345	0.2984	1*26L/1*25L	52	⚠
1	AlfaNova HP 76L	0.181	0.1345	0.2984	1*26L/1*25L	52	⚠

Mech. config... Drawing... More...

**Order / Quotation Specification**

Description	Qty	Item id	Price/Unit
AlfaNova 27-30H		32870 0092 8	1267

Category	Description	Item id	EUR
<input type="checkbox"/> Feet etc.			
<input type="checkbox"/> Lifting Lug			
<input type="checkbox"/> Insulation			
<input type="checkbox"/> Coupling 1			
<input type="checkbox"/> Coupling 2			

#### Unit description

AlfaNova 27-30HS1S2ThreaExt1"S3S4Solde1 1/8"

Max design temp 10.0/ 10.0 °C  
Max design pr. 5.000/ 5.000 bar  
Clean k-value: 431.3  
Effective area: 5.000  
Fouling: 0.000  
Margin: 0.00<M= 0.181

Service k-value: 430.5 W/(m²\*K)  
Total area: 5.200 m²  
Effective fouling: 0.04195 m²\*K/W

#### Hot Side Water

Liquid Cooling  
1\*26L 0.1345< 100.0kPa  
Dp(ch)=0.1243 Dp(p)=0.001501/ 0.008498 kPa  
Conn. 1/ 1 53.0/ 53.0 mm  
In v(c/neck/ch)= 0.1374/ 0.07854/ 0.02614 m/s  
Out v(ch/neck/c)= 0.02612/ 0.07847/ 0.1373 m/s  
tau(wall)= 0.2772 Pa

#### Cold Side R407C

Vapourizing  
1\*25L 0.2984< 450.0kPa  
Dp(ch)=0.2902 Dp(p)=-0.0009838/ 0.009019 kPa  
Conn. 1/ 1 53.0/ 53.0 mm  
v(c/neck/ch)= 0.3213/ 0.1910/ 0.06357 m/s  
v(ch/neck/c)= 0.1624/ 0.4880/ 0.8208 m/s  
tau(wall)= Pa

	T (v/l)	P (bara)	Q	T (v/l)	P (bara)	Q
In	10.0		-1.000	0.2	5.272	0.3973
Out	6.0		-1.000	9.0	5.269	2.000
Sat.			4.0			
Twall min/max	2.2/ 10.0 °C			Twall min/max	2.1/ 10.0 °C	

#### Fluid composition

**Water**  
In v/l 0.000/ 0.3031  
Out v/l 0.000/ 0.3031

**R407C**  
In v/l 0.01517/ 0.02302  
Out v/l 0.03819/ 0.000

## Příloha č. 4 - Technická dokumentace kondenzátoru

**Kond\_Havrank**

File | Liq/Liq | 2-phase | Evap | **Cond** | Selection

Capacity: 7.000 [kW] Margin: 5.00 %

Condensing: Liquid Heating

Tgas in: ☒ 81.5 [°C]  
 Cond temp: 60.0 In temp: 45.0 [°C]  
 Out temp: 55.7 Out temp: 55.0 [°C]  
 Out quality: 0.000  
 In press: 25.28 [bara]  
 Out press: 25.28 [bara]  
 Flow: 0.0396 Flow: 0.1677 [kg/s]  
 Max pr. drop: 505.7 Max pr. drop: 100.0 [kPa]  
 R407C Water  
 Mixture Mixture  
 Profile Profile  
 AlfaNova REF Condenser Calculate

Options...  
 All Products  
 PED  
 Hot inlet: S4  
 Designed for: REF inch  
 Regions: Europe

Picture In/Outlets Temp. profile

**Results** Remove Clear

#	Description	kW	%	kPa	kPa	Lead t	EUR	Note
1	AlfaNova 27-30H	7.000	16.0	0.2585	1.010	1	1267	
1	AlfaNova 52-20H	7.000	19.5	1.010	3.420	1	1477	
1	AlfaNova HP 27-30H	7.000	16.0	0.2585	1.010	15	1643	
1	AlfaNova HP 52-20H	7.000	19.5	1.010	3.420	20	1978	
1	AlfaNova 76-30H	7.000	238	0.02113	0.2431	1	3486	
1	AlfaNova HP 76-30H	7.000	238	0.02113	0.2431	1	4501	

Mech. config... Extend list... Drawing... More...

**Order / Quotation Specification**

Description	Qty	Item id	Price/Unit
AlfaNova 27-30H	1	32870 0092 8	1267

Category	Description	Item id	EUR
<input type="checkbox"/> Feet etc.			
<input type="checkbox"/> Lifting Lug			
<input type="checkbox"/> Insulation			
<input type="checkbox"/> Coupling 1			
<input type="checkbox"/> Coupling 2			

Unit description			
AlfaNova 27-30HS1S2ThreaExt1"S3S4Solde1 1/8"			
No of units in parallel	1		
Weight / unit	5.644 kg		
Max design temp	85.0/ 55.0 °C		
Max design pr.	5.000/ 5.000 bar		
Clean k-value:	1508	Service k-value:	1267 W/(m²*K)
Effective area:	0.7000	Total area:	0.7500 m²
Fouling:	0.2000	Effective fouling:	1.262 m²*K/W
Margin:	5.00<M= 16.0		
Hot Side R407C		Cold Side Water	
Condensing		Liquid Heating	
1*14H 0.2585< 505.7kPa		1*15H 1.010< 100.0kPa	
Dp(ch)=0.2441 Dp(p)=-0.003424/ 0.001181 kPa		Dp(ch)=0.9432 Dp(p)=0.002558/ 0.01456 kPa	
Conn. 1/ 1 23.0/ 23.0 mm		Conn. 1/ 1 23.0/ 23.0 mm	
In v(c/neck/ch)= 0.9969/ 0.3844/ 0.1479 m/s		v(c/neck/ch)= 0.4082/ 0.1469/ 0.05654 m/s	
Out v(ch/neck/c)= 0.01445/ 0.03755/ 0.09738 m/s		v(ch/neck/c)= 0.05679/ 0.1476/ 0.4100 m/s	
tau(wall)= Pa		tau(wall)= 3.773 Pa	
In	T (v/l) 81.5/52.8	P (bara) 25.28	Q 2.000
Out	55.7	25.28	0.000
Twall min/max	48.0/ 56.7 °C	Twall min/max 47.4/ 56.3 °C	
Fluid composition			
R407C	0.03961 kg/s	Water	0.1677 kg/s
In v/l	0.03961/ 0.000	In v/l	0.000/ 0.1677
Out v/l	0.000000001771/ 0.03961	Out v/l	0.000/ 0.1677